



Tugas Akhir – TM 145502

**ANALISIS GAYA DAN DAYA PADA ALAT
PENGADUK MESIN 3 IN 1 PEMBUAT KERUPUK
SERMIER DENGAN KAPASITAS 36 KG/JAM**

**PRASTIKA DWI AGUSTIN
2112030010**

**Dosen Pembimbing
LIZA RUSDIYANA, ST.,MT.**

**PROGRAM STUDI DIPLOMA III
JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2015**



Final Project – TM 145502

**FORCE AND POWER ANALYSIS ON MIXER OF
THE 36 KG/HR CAPACITY 3 IN 1 SERMIER
CRACKERS MACHINE**

**PRASTIKA DWI AGUSTIN
2112030010**

**Advisor
LIZA RUSDIYANA, ST.,MT.**

**STUDY PROGRAM DIPLOMA III
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya
2015**

LEMBAR PENGESAHAN

**ANALISA GAYA DAN DAYA PADA ALAT
PENGADUK MESIN 3 IN 1 PEMBUAT KERUPUK
SERMIER DENGAN KAPASITAS 36 KG/JAM**

TUGAS AKHIR

**Diajukan untuk memenuhi salah satu syarat memperoleh
gelar Ahli Madya**

Pada

Bidang studi Manufaktur

Program Studi Diploma III Teknik Mesin

Fakultas Teknologi Industri

Institut Teknologi Industri

Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya

Oleh :

PRASTIKA DWI AGUSTIN

NRP 2112.030.010

Disetujui oleh Dosen Pembimbing Tugas Akhir :



Liza Rusdiyana, ST., MT.
NIP. 198005172010122002

SURABAYA, JUNI 2015

ANALISA GAYA DAN DAYA PADA ALAT PENGADUK MESIN 3 IN 1 PEMBUAT KERUPUK SERMIER DENGAN KAPASITAS 36 KG/JAM

Nama Mahasiswa : Prastika Dwi Agustin
NRP : 2112 030 010
Jurusan : D3 Teknik Mesin FTI – ITS
Dosen Pembimbing : Liza Rusdiyana, ST., MT.

Abstrak

Kerupuk sermier merupakan makanan ringan yang biasa kita gunakan sebagai camilan atau makanan pelengkap. Dalam proses pembuatan kerupuk sermier terdapat tiga proses yang dilakukan untuk mengubah bahan baku menjadi bahan adonan, yaitu proses pamarutan singkong, penyaringan, dan proses pengadukan adonan kerupuk sermier. Dimana ketiga proses tersebut tidak efisien karena dilakukan secara terpisah.

Oleh karena itu penulis merancang mesin 3 in 1 pamarut singkong, penyaring dan pengaduk adonan kerupuk sermier yang digerakkan oleh satu motor listrik arus bolak balik (AC). Sehingga dalam proses pengolahan kerupuk sermier lebih efisien bila dibandingkan dengan pengolahan yang dilakukan secara terpisah.

Perancangan mesin 3 in 1 ini khususnya pengaduk menggunakan daya 1 Hp dan putaran 1400 rpm untuk mengaduk 36 kg/jam adonan kerupuk sermier.

Kata kunci : pengaduk, kerupuk sermier, 36 kg/jam, efisien

FORCE AND POWER ANALYSIS ON MIXER OF THE 36 Kg/Hr CAPACITY 3 IN 1 SERMIER CRACKERS MACHINE

Name of Student : Prastika Dwi Agustin
NRP : 2112 030 010
Department : Diploma III Mechanical Eng. Dept.
Advisor : Liza Rusdiyana, ST., MT.

Abstract

Sermier crackers is a snack that we usually eat as snacks or food complement. In the process of making Sermier crackers there are three processes undertaken to transform raw materials into dough, they are cassava grating process, filtering, and the mixing process of the Sermier crackers dough. They are not efficient because it is run separately.

Therefore the authors designed 3 in 1 machine of cassava grater, filter, and the dough mixer, they are driven by an electric motor (AC). So the process of making Sermier crackers is more efficient if compared to the process that run separately.

The design of this 3 in 1 machine especially the mixer using 1 Hp power and 1400 rpm to mixing the 36 kg/hr dough of Sermier crackers.

Keyword : mixer, Sermier crackers, 36 kg/hr, efficient

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah, segala puji dan syukur penulis panajatkan kehadiran Allah SWT yang telah melimpahkan rahmat-Nya sehingga penyusunan laporan tugas akhir yang berjudul :

“ANALISA GAYA DAN DAYA PADA ALAT PENGADUK MESIN 3 IN 1 PEMBUAT KERUPUK SERMIER DENGAN KAPASITAS 36 KG/JAM ”

Tugas akhir ini merupakan salah satu persyaratan yang harus dipenuhi oleh seluruh mahasiswa Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS untuk bisa dinyatakan lulus. Dalam rangka tersebut maka disusunlah tugas akhir ini. Selain itu, tugas akhir ini juga merupakan suatu bukti yang dapat diberikan kepada almamater dan masyarakat untuk kehidupan sehari – hari.

Banyak pihak yang telah membantu sampai selesainya tugas akhir ini. Oleh karena itu pada kesempatan ini disampaikan terima kasih kepada :

1. Ibu Liza Rusdiyana, ST., MT. selaku dosen pembimbing yang telah membantu memberikan bimbingan serta berbagi ilmu pengetahuan dalam proses penyelesaian laporan tugas akhir ini.
2. Bapak Ir. H. Mahirul Mursid, MSc. Selaku dosen wali yang selalu memberi motivasi kepada penulis.
3. Bapak, Ibu, dan segenap keluarga yang selalu membantu baik secara moril maupun materiil.
4. Bapak dan Ibu dosen serta seluruh karyawan Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS yang telah banyak membantu selama masa perkuliahan.
5. Seluruh rekan – rekan seperjuangan Angkatan 2012.
6. Aidila Fitri Rachmawati, Muh. Septa Hendriyanto, dan Pandu Fajar Pradana selaku partner tugas akhir yang selalu menjaga motivasi penulis selama penyusunan tugas akhir.
7. Teman – teman Kabinet Rekonstruktif HMDM yang telah membagi ilmunya pada penulis untuk menyelesaikan tugas akhir ini.
8. Keluarga “ Sehat Sejahtera ” (Jonancy Purbosari, Serly Ardianti, Andyani Dwi Setya) yang selalu mendukung dan

memotivasi penulis selama perkuliahan hingga penyelesaian tugas akhir ini.

9. Dan semua pihak yang telah mendukung dan tidak bisa penulis sebutkan satu persatu.

Kekurangan dan ketidak sempurnaan tentu masih ada namun bukan sesuatu yang disengaja, hal tersebut semata – mata disebabkan karena ketidak sengajaan. Oleh karena itu kritik dan saran yang membangun sangat diharapkan demi kesempurnaan tugas akhir ini.

Akhir kata, semoga Tugas Akhir ini bermanfaat bagi penulis dan pembaca. Terima kasih.

Surabaya, 20 Juni 2015

penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL.....	i
HALAMAN JUDUL (Inggris).....	iii
LEMBAR PENGESAHAN.....	v
ABSTRAK.....	vii
ABSTRACT.....	ix
KATA PENGANTAR.....	xi
DAFTAR ISI.....	xiii
DAFTAR GAMBAR.....	xvi
DAFTAR TABEL.....	

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Perumusan Masalah.....	2
1.3 Tujuan Penulisan	2
1.4 Manfaat Penulisan	2
1.5 Batasan Permasalahan	3
1.6 Sistematika Penulisan.....	3

BAB II DASAR TEORI

2.1 Kerupuk Sermier	5
2.2 Pemilihan Motor Penggerak.....	5
2.2.1 Jenis Motor Listrik	7
2.3 Dasar Teori Perhitungan.....	14
2.3.1 Daya Untuk Mengaduk	14
2.3.2 Perhitungan Daya Momen Inersia.....	16
2.4 Perencanaan <i>Pulley dan belt</i>	18
2.4.1 Daya dan Momen Perencanaan	19
2.4.2 Perbandingan Putaran.....	20
2.4.3 Kecepatan Linier Sabuk V (v).....	20
2.4.4 Panjang Keliling Sabuk (L) dan Jarak Kedua Sumbu(C).....	20
2.4.5 Gaya Tarik Efektif.....	22
2.4.6 Gaya Akibat <i>Overload Factor</i>	23
2.4.7 Tegangan yang Timbul Akibat Beban.....	23
2.4.8 Sudut Kontak.....	24
2.4.9 Jumlah Belt.....	25

2.4.10 Tegangan Maksimal yang Ditimbulkan	25
2.4.11 Jumlah Putaran Belt	26
2.4.12 Presiksi Umur Belt	26
2.4.13 Dimensi Pulley	27
2.5 Perencanaan Poros.....	28
2.5.1 Macam-Macam Poros	28
2.5.2 Hal-hal Penting dalam Perencanaan Poros.....	29
2.5.3 Bahan Poros	30
2.5.4 Poros dengan Beban Puntir	31
2.5.5 Poros dengan Tegangan Puntir dan Tegangan Bending.....	31

BAB III METODOLOGI

3.1 <i>Flow Chart</i> Pembuatan Mesin 3 in 1 untuk Produksi Kerupuk Sermier.....	35
3.1.1 Studi Literatur	36
3.1.2 Observasi Lapangan	37
3.1.3 Perumusan Masalah.....	37
3.1.4 Desain Alat.....	37
3.1.5 Perhitungan dan Pembahasan.....	37
3.1.6 Pengecekan Kembali Hasil Perhitungan	37
3.1.7 Pembuatan Alat	38
3.1.8 Perakitan Alat.....	38
3.1.9 Perakitan Sistem Transmisi	38
3.1.10 Pengujian Alat.....	38
3.1.11 Pencampuran Adonan Sama Seperti di Pasaran.....	38
3.1.12 Penulisan Laporan	38
3.1.13 Kesimpulan	38
3.2 <i>Flow Chart</i> Pembuatan Alat Pengaduk Adonan Kerupuk Sermier.....	39
3.2.1 Survey Lapangan.....	40
3.2.2 Perancangan Desain Alat Pengaduk.....	40
3.2.3 Analisa Perhitungan Gaya dan Daya Alat Pengaduk Adonan Kerupuk Sermier.....	40
3.2.4 Pembuatan Alat	40
3.2.5 Perakitan Alat Pengaduk	40
3.2.6 Pengujian Alat.....	40
3.2.7 Penulisan Laporan	41

3.3 Cara Kerja Mesin.....	41
3.4 Hasil Percobaan.....	41

BAB IV PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN

4.1 Perhitungan Gaya Pengaduk	43
4.2 Perhitungan Torsi Pengaduk	45
4.3 Perhitungan Daya Pengaduk	47
4.4 Perencanaan <i>Pulley</i> dan <i>Belt</i>	48
4.4.1 Daya dan Momen Perencanaan	51
4.4.2 Pemilihan Belt	52
4.4.3 Kecepatan Keliling.....	52
4.4.4 Panjang Belt	53
4.4.5 Gaya-gaya pada Belt	55
4.4.6 Tegangan Maksimal pada Belt	63
4.4.7 Prediksi Umur Belt.....	65
4.4.8 Gaya yang diterima Poros Pulley	67
4.5 Perencanaan Poros.....	68
4.5.1 Perhitungan Poros pada Pulley pengaduk	68
4.5.2 Momen Bending pada Poros Pengaduk.....	70

BAB V PENUTUP

5.1 Kesimpulan.....	73
5.2 Saran.....	73

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

BIODATA

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Panjang <i>Belt</i> , jarak antar sumbu, dan sudut kontak.	21
Tabel 2.2 Baja Paduan untuk Poros.....	30
Tabel 2.3 Faktor Keamanan	32
Tabel 2.4 Faktor Koreksi untuk momen puntir (K_t) dan pembebanan lentur (K_m)	33

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	(a)Adonan Kerupuk Semier Mentah.(b)Kerupuk sermier yang siap digoreng.....	5
Gambar 2.2	Prinsip Dasar dari kerja Motor Listrik.....	7
Gambar 2.3	Klasifikasi Jenis Utama Motor Listrik.....	7
Gambar 2.4	Motor DC.....	8
Gambar 2.5	Karakteristik motor <i>shunt</i>	9
Gambar 2.6	Karakteristik motor seri	10
Gambar 2.7	Karakteristik motor gabungan	11
Gambar 2.8	Motor Sinkron	12
Gambar 2.9	Bagian-bagian motor induksi.....	13
Gambar 2.10	Pusat Gravitasi dan massa momen inersia pada silinder	16
Gambar 2.11	Komponen dan Dimensi <i>V-Belt</i>	19
Gambar 2.12	Diagram pemilihan sabuk.....	22
Gambar 2.13	Gaya tarik pada belt.....	23
Gambar 2.14	Sudut kontak yang terjadi pada pulley dan belt.....	24
Gambar 2.15	Diagram tegangan pada belt	26
Gambar 2.16	Bentuk dan dimensi pulley	27
Gambar 3.1	<i>Flowchart</i> pembuatan mesin 3 in 1	35
Gambar 3.2	<i>Flowchart</i> pembuatan alat pengaduk.....	39
Gambar 4.1	Gaya yang diterima oleh pisau pengaduk.....	44
Gambar 4.2	Front View system transmisi	48
Gambar 4.3	Side View system transmisi.....	49
Gambar 4.5	Dimensi konstruksi <i>belt I</i>	53
Gambar 4.6	Dimensi konstruksi <i>belt II</i>	54
Gambar 4.7	Dimensi konstruksi <i>belt III</i>	54
Gambar 4.8	Sudut kontak <i>belt I</i>	57
Gambar 4.9	Sudut kontak <i>belt II</i>	57
Gambar 4.10	Sudut kontak <i>belt III</i>	58
Gambar 4.11	Gaya tarik pada <i>belt I</i>	61
Gambar 4.12	Gaya tarik pada <i>belt II</i>	62
Gambar 4.13	Gaya tarik pada <i>belt III</i>	63
Gambar 4.14	Diagram gaya yang diterima poros.....	67
Gambar 4.15	Poros Pengaduk	69
Gambar 4.16	<i>Free Body Diagram</i> perencanaan poros	69

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Indonesia merupakan salah satu negara agraris. Dengan potensi sumber daya dan daya dukung ekosistem yang sangat besar, Indonesia dapat menghasilkan produk dan jasa pertanian, perkebunan dan perikanan yang mutlak diperlukan bagi kehidupan manusia. Sektor pertanian dan industri merupakan sektor yang terkait dimana sektor pertanian sebagai penyedia bahan baku, sedangkan industri mengolah hasil pertanian untuk memperoleh nilai tambah. Salah satu industri yang memiliki potensi untuk dikembangkan adalah industri kerupuk. Secara kuantitatif belum ada data yang menggambarkan jumlah konsumsi kerupuk. Meskipun demikian dapat diperkirakan bahwa jumlah konsumsi kerupuk relatif tinggi.

Kerupuk merupakan makanan ringan yang biasa kita gunakan sebagai camilan atau makanan pelengkap. Meskipun saat ini banyak sekali macam camilan tetapi kerupuk tetap mampu menarik hati masyarakat seolah-olah tidak ada kebosanan masyarakat untuk mengkonsumsi camilan ini. Sebagian besar masyarakat pernah mencicipi makanan ringan yang disebut kerupuk ini. Makanan ini merupakan makanan yang sangat digemari oleh masyarakat luas baik penduduk miskin, pendapatan menengah maupun pendapatan tinggi. Mulai dari anak-anak, remaja, dewasa sampai manula pernah merasakannya.

Keadaan tersebut membuktikan kalau kerupuk sangat dinikmati oleh masyarakat terutama masyarakat Indonesia. Hal tersebut juga menjadi salah satu peluang usaha bagi masyarakat untuk membuat Usaha Kecil Menengah dalam proses pembuatan kerupuk. Seperti yang telah dilakukan oleh masyarakat yang berada di Mojokerto, Jawa Timur. Usaha Kecil Menengah (UKM) tersebut memproduksi salah satu jenis kerupuk yang lazim dikonsumsi oleh masyarakat Indonesia, yakni kerupuk sermier. Bahan baku utama pembuatan kerupuk sermier adalah singkong.

Pada tugas akhir ini penulis merancang mesin pamarut dan pengaduk singkong sebagai adonan pembuatan kerupuk sermier yang digerakkan oleh satu motor listrik. Mesin ini dapat digunakan untuk industri kecil yang tidak memerlukan kapasitas yang besar untuk pembuatan kerupuk sermier. Penelitian ini difokuskan pada bagian pengaduk. Sehingga diharapkan dalam proses pengolahan kerupuk sermier lebih efisien bila dibandingkan dengan pembuatan kerupuk sermier dengan cara tradisional.

1.2 Perumusan masalah

Perumusan masalah dalam pembuatan tugas akhir ini adalah:

1. Menentukan daya motor yang dibutuhkan pada alat pengaduk singkong
2. Merencanakan system transmisi yang akan digunakan pada alat pengaduk singkong

1.3 Tujuan penulisan

Tujuan dari pembuatan tugas akhir ini adalah :

1. Membuat mesin pamarut dan pengaduk singkong untuk pembuatan kerupuk sermier dalam usaha kecil menengah.
2. Menghitung daya dan kapasitas yang digunakan untuk membuat kerupuk sermier sehingga bermanfaat bagi usaha kecil menengah di daerah Pacet sehingga bisa lebih efisien dan ekonomis dari pembuatan kerupuk sermier yang menggunakan metode tradisional.

1.4 Manfaat penulisan

Adapun manfaat dari penulisan tugas akhir ini adalah diharapkan pembaca bisa mengembangkan bisnis pembuatan kerupuk sermier dan dapat dijadikan sebagai alat pembuatannya untuk industri rumahan .

1.5 Batasan permasalahan

1. Hasil dari pamarutan singkong diasumsikan sama seperti hasil dipasaran .
2. Konstruksi pada kerangka mesin dianggap kuat menahan getaran motor dan gaya- gaya yang bekerja pada pamarut dan pengaduk.

1.6 Sistematika penulisan

Pokok bahasan yang dibahas dalam tugas akhir ini, disusun secara sistematis sebagai berikut:

BAB I : PENDAHULUAN

Bab ini berisi latar belakang permasalahan, perumusan masalah, tujuan dan manfaat penulisan , batasan masalah serta sistematika penulisan laporan.

BAB II : DASAR TEORI

Bab ini menjelaskan tentang teori-teori penunjang yang digunakan sebagai pendukung perencanaan dan perhitungan dalam tugas akhir ini.

BAB III : METODOLOGI

Bab ini menjelaskan tentang metode- metode yang digunakan untuk penyusunan tugas akhir ini dari awal sampai akhir.

BAB IV : PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN

Bab ini berisi hasil diskusi atau pembahasan tentang perhitungan-perhitungan dari setiap bagian alat.

BAB V : KESIMPULAN

Pada akhir pengerjaan tugas akhir ini akan didapatkan suatu kesimpulan yang menyatakan pernyataan akhir dan saran .

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB II

DASAR TEORI

2.1 Kerupuk Sermier

Samiler atau sermier adalah sejenis makanan ringan yang berupa kerupuk dan terbuat dari ketela pohon atau singkong. Kerupuk sermier berbentuk bulat dan tipis. Warnanya krem kecokelat – cokelatan. Proses pembuatan sermier dimulai dengan pemilihan ketela pohon yang kemudian dikupas dan dicuci hingga bersih dari tanah, diparut dan diberi bumbu yang sudah dihaluskan. Setelah tercampur dibungkus menggunakan daun lalu dikukus dan diiris tipis – tipis. Irisan kemudian dijemur dan setelah kering siap untuk digoreng.



(a)

(b)

Gambar 2.1 (a) Adonan Kerupuk sermier mentah.

(b) Kerupuk sermier yang siap digoreng.

Sumber : 4.bp.blogspot.com

2.2 Pemilihan Motor Penggerak

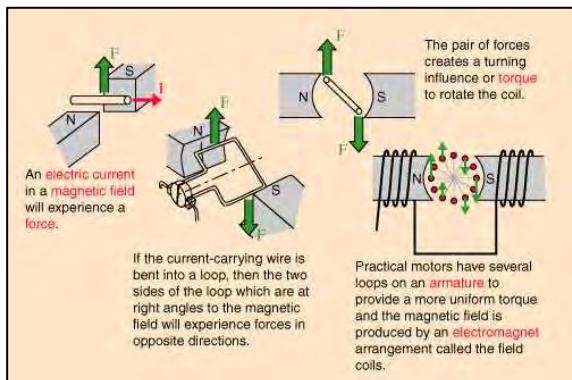
Motor listrik merupakan sebuah perangkat elektromagnetis yang mengubah energi listrik menjadi energi mekanik. Energi mekanik ini digunakan untuk, misalnya, memutar *impeller* pompa, fan atau blower, menggerakkan

kompresor, mengangkat bahan, dll. Motor listrik digunakan juga di rumah (*mixer*, bor listrik, fan angin) dan di industri. Motor listrik kadangkala disebut “kuda kerja” nya industri sebab diperkirakan bahwa motor-motor menggunakan sekitar 70% beban listrik total di industri. Mekanisme kerja untuk seluruh jenis motor secara umum sama (Gambar 2.2):

- Arus listrik dalam medan magnet akan memberikan gaya
- Jika kawat yang membawa arus dibengkokkan menjadi sebuah lingkaran (*loop*), maka kedua sisi *loop*, yaitu pada sudut kanan medan magnet, akan mendapatkan gaya pada arah yang berlawanan.
- Pasangan gaya menghasilkan tenaga putar/ *torque* untuk memutar kumparan.
- Motor-motor memiliki beberapa *loop* pada dinamanya untuk memberikan tenaga putaran yang lebih seragam dan medan magnetnya dihasilkan oleh susunan elektromagnetik yang disebut kumparan medan.

Dalam memahami sebuah motor, penting untuk mengerti apa yang dimaksud dengan beban motor. Beban mengacu kepada keluaran tenaga putar/ *torque* sesuai dengan kecepatan yang diperlukan. Beban umumnya dapat dikategorikan kedalam tiga kelompok (BEE India, 2004):

- ❖ ***Beban torque konstan*** adalah beban dimana permintaan keluaran energinya bervariasi dengan kecepatan operasinya namun *torque* nya tidak bervariasi. Contoh beban dengan *torque* konstan adalah *conveyors*, *rotary kilns*, dan pompa *displacement* konstan.
- ❖ ***Beban dengan variabel torque*** adalah beban dengan *torque* yang bervariasi dengan kecepatan operasi. Contoh beban dengan variabel *torque* adalah pompa sentrifugal dan fan (*torque* bervariasi sebagai kwadrat kecepatan).
- ❖ ***Beban dengan energi konstan*** adalah beban dengan permintaan *torque* yang berubah dan berbanding terbalik dengan kecepatan. Contoh untuk beban dengan daya konstan adalah peralatan-peralatan mesin.

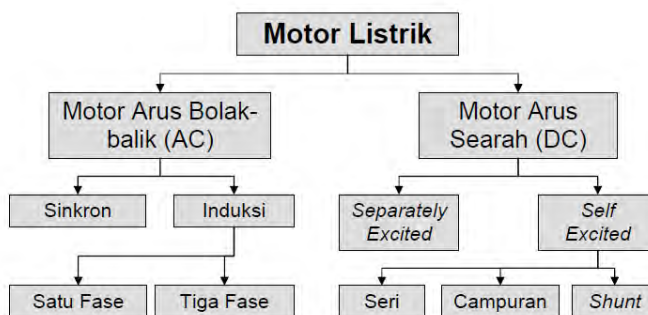


Gambar 2.2 Prinsip Dasar dari Kerja Motor Listrik
(Nave, 2005)

Sumber : listrikpemakaian.wordpress.com

2.2.1 Jenis Motor Listrik

Motor listrik dikategorikan berdasarkan pasokan *input*, konstruksi, dan mekanisme operasi, dan dijelaskan lebih lanjut dibawah ini.



Gambar 2.3 Klasifikasi Jenis Utama Motor Listrik

Sumber : Blogtutorialplc.blogspot.com

A. Motor DC (Motor Arus Searah)

Motor DC digunakan pada penggunaan khusus dimana diperlukan penyalan *torque* yang tinggi atau percepatan yang tetap untuk kisaran kecepatan yang luas. Gambar 3 memperlihatkan sebuah motor DC yang memiliki tiga komponen utama:

- ***Kutub medan.***

Secara sederhana digambarkan bahwa interaksi dua kutub magnet akan menyebabkan perputaran pada motor DC. Motor DC memiliki kutub medan yang stasioner dan dinamo yang menggerakkan *bearing* pada ruang diantara kutub medan. Motor DC sederhana memiliki dua kutub medan: kutub utara dan kutub selatan. Garis magnetik energi membesar melintasi bukaan diantara kutub-kutub dari utara ke selatan. Untuk motor yang lebih besar atau lebih kompleks terdapat satu atau lebih elektromagnet.

- ***Dinamo.***

Bila arus masuk menuju dinamo, maka arus ini akan menjadi elektromagnet. Dinamo yang berbentuk silinder, dihubungkan ke as penggerak untuk menggerakkan beban. Untuk kasus motor DC yang kecil, dinamo berputar dalam medan magnet yang dibentuk oleh kutub-kutub, sampai kutub utara dan selatan magnet berganti lokasi. Jika hal ini terjadi, arusnya berbalik untuk merubah kutub-kutub utara dan selatan dinamo.

- ***Commutator.***

Komponen ini terutama ditemukan dalam motor DC. Kegunaannya adalah untuk membalikan arah arus listrik dalam dinamo. *Commutator* juga membantu dalam transmisi arus antara dinamo dan sumber daya.



Gambar 2.4 Motor DC

Sumber : electricmotors.net.au

Keuntungan utama motor DC adalah sebagai pengendali kecepatan, yang tidak mempengaruhi kualitas pasokan daya. Motor ini dapat dikendalikan dengan mengatur:

- Tegangan dinamo – meningkatkan tegangan dinamo akan meningkatkan kecepatan.
- Arus medan – menurunkan arus medan akan meningkatkan kecepatan.

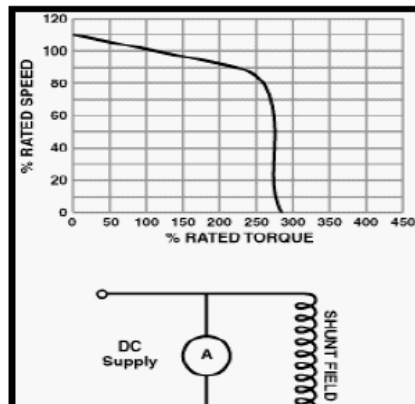
Motor DC sumber daya terpisah/ *Separately Excited*

Jika arus medan dipasok dari sumber terpisah maka disebut motor DC sumber daya terpisah / *separately excited*.

Motor DC sumber daya sendiri / *Self Excited*

1. Motor *Shunt*

Pada motor *shunt*, gulungan medan (medan *shunt*) disambungkan secara paralel dengan gulungan dinamo (A) seperti diperlihatkan dalam gambar 2.5. Oleh karena itu total arus dalam jalur merupakan penjumlahan arus medan dan arus dinamo.



Gambar 2.5 Karakteristik motor *shunt*

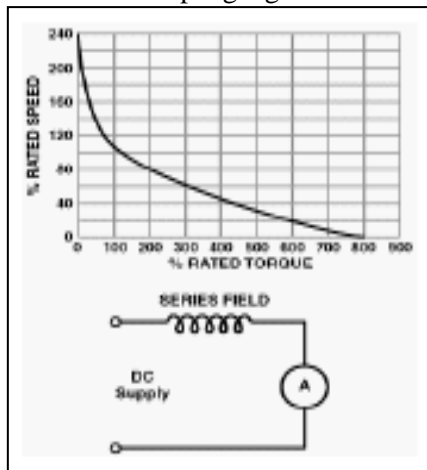
Sumber : electricmotors.net.au

2. Motor Seri

Dalam motor seri, gulungan medan (medan *shunt*) dihubungkan secara seri dengan gulungan dinamo (A) seperti ditunjukkan dalam gambar 2.6. Oleh karena itu, arus medan sama dengan arus dinamo. Berikut tentang kecepatan motor seri (Rodwell International Corporation, 1997; L.M. Photonics Ltd, 2002):

- Kecepatan dibatasi pada 5000 RPM
- Harus dihindarkan menjalankan motor seri tanpa ada beban sebab motor akan mempercepat tanpa terkendali.

Motor-motor seri cocok untuk penggunaan yang memerlukan *torque* penyalan awal yang tinggi, seperti derek dan alat pengangkat *hoist* .



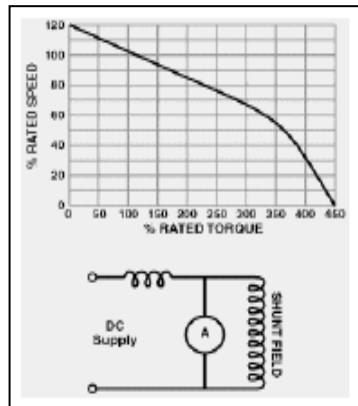
Gambar 2.6 Karakteristik Motor seri

Sumber : electricmotors.net.au

3. Motor Kompon / Gabungan

Motor Kompon DC merupakan gabungan motor seri dan *shunt*. Pada motor kompon, gulungan medan (medan *shunt*) dihubungkan secara paralel dan seri dengan gulungan dynamo (A) seperti yang ditunjukkan dalam gambar 2.7. Sehingga, motor

kompon memiliki *torque* penyalan awal yang bagus dan kecepatan yang stabil. Makin tinggi persentase penggabungan (yakni persentase gulungan medan yang dihubungkan secara seri), makin tinggi pula *torque* penyalan awal yang dapat ditangani oleh motor ini. Contoh, penggabungan 40-50% menjadikan motor ini cocok untuk alat pengangkat *hoist* dan derek, sedangkan motor kompon yang standar (12%) tidak cocok (myElectrical, 2005).



Gambar 2.7 Karakteristik motor gabungan

Sumber : electricmotors.net.au

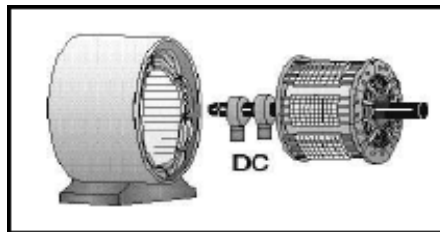
B. MOTOR AC (Motor Arus Bolak Balik)

Motor arus bolak-balik menggunakan arus listrik yang membalikkan arahnya secara teratur pada rentang waktu tertentu. Motor listrik memiliki dua buah bagian dasar listrik: "stator" dan "rotor" seperti ditunjukkan dalam Gambar 2.8. Stator merupakan komponen listrik statis. Rotor merupakan komponen listrik berputar untuk memutar as motor. Keuntungan utama motor DC terhadap motor AC adalah bahwa kecepatan motor AC lebih sulit dikendalikan. Untuk mengatasi kerugian ini, motor AC dapat dilengkapi dengan penggerak frekwensi variabel untuk meningkatkan kendali kecepatan sekaligus menurunkan dayanya.

Motor induksi merupakan motor yang paling populer di industri karena keandalannya dan lebih mudah perawatannya.

1. Motor sinkron

Motor sinkron adalah motor AC, bekerja pada kecepatan tetap pada sistem frekuensi tertentu. Motor ini memerlukan arus searah (DC) untuk pembangkitan daya dan memiliki *torque* awal yang rendah, dan oleh karena itu motor sinkron cocok untuk penggunaan awal dengan beban rendah, seperti kompresor udara, perubahan frekuensi dan generator motor.



Gambar 2.8 Motor sinkron

Sumber : electricmotors.net.au

Komponen utama motor sinkron adalah :

- **Rotor.** Perbedaan utama antara motor sinkron dengan motor induksi adalah bahwa rotor mesin sinkron berjalan pada kecepatan yang sama dengan perputaran medan magnet. Hal ini memungkinkan sebab medan magnet rotor tidak lagi terinduksi. Rotor memiliki magnet permanen atau arus DC-*excited*, yang dipaksa untuk mengunci pada posisi tertentu bila dihadapkan dengan medan magnet lainnya.
- **Stator.** Stator menghasilkan medan magnet berputar yang sebanding dengan frekuensi yang dipasok.

2. Motor induksi

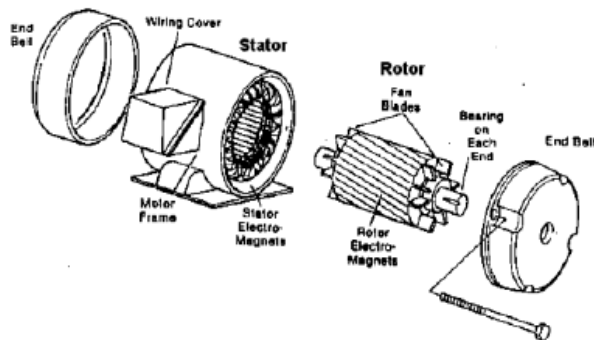
Motor induksi merupakan motor yang paling umum digunakan pada berbagai peralatan industri.

Popularitasnya karena rancangannya yang sederhana, murah dan mudah didapat, dan dapat langsung disambungkan ke sumber daya AC.

Komponen

Motor induksi memiliki dua komponen listrik utama yaitu:

- **Rotor.** Motor induksi menggunakan dua jenis rotor:
 - a. Rotor kandang tupai terdiri dari batang penghantar tebal yang dilekatkan dalam petak-petak *slots* paralel. Batang-batang tersebut diberi hubungan pendek pada kedua ujungnya dengan alat cincin hubungan pendek.
 - b. Lingkaran rotor yang memiliki gulungan tiga fase, lapisan ganda dan terdistribusi. Dibuat melingkar sebanyak kutub stator. Tiga fase digulungi kawat pada bagian dalamnya dan ujung yang lainnya dihubungkan ke cincin kecil yang dipasang pada batang as dengan sikat yang menempel padanya.
- **Stator.** Stator dibuat dari sejumlah *stampings* dengan *slots* untuk membawa gulungan tiga fase. Gulungan ini dilingkarkan untuk sejumlah kutub yang tertentu. Gulungan diberi spasi geometri sebesar 120 derajat.



Gambar 2.9 Bagian-bagian motor induksi

Sumber : electricmotors.net.au

Klasifikasi motor induksi

Motor induksi dapat diklasifikasikan menjadi dua kelompok utama (Parekh, 2003):

- Motor induksi satu fase. Motor ini hanya memiliki satu gulungan *stator*, beroperasi dengan pasokan daya satu fase, memiliki sebuah rotor kandang tupai, dan memerlukan sebuah alat untuk menghidupkan motornya. Sejauh ini motor ini merupakan jenis motor yang paling umum digunakan dalam peralatan rumah tangga, seperti fan angin, mesin cuci dan pengering pakaian, dan untuk penggunaan hingga 3 sampai 4 Hp.
- Motor induksi tiga fase. Medan magnet yang berputar dihasilkan oleh pasokan tiga fase yang seimbang. Motor tersebut memiliki kemampuan daya yang tinggi, dapat memiliki kandang tupai atau gulungan rotor (walaupun 90% memiliki rotor kandang tupai); dan penyalaan sendiri. Diperkirakan bahwa sekitar 70% motor di industri menggunakan jenis ini, sebagai contoh, pompa, kompresor, *belt conveyor*, jaringan listrik, dan *grinder*. Tersedia dalam ukuran 1/3 hingga ratusan Hp.

Kecepatan motor induksi

Motor induksi bekerja sebagai berikut. Listrik dipasok ke stator yang akan menghasilkan medan magnet. Medan magnet ini bergerak dengan kecepatan sinkron disekitar rotor. Arus rotor menghasilkan medan magnet kedua, yang berusaha untuk melawan medan magnet stator, yang menyebabkan rotor berputar. Walaupun begitu, didalam prakteknya motor tidak pernah bekerja pada kecepatan sinkron namun pada “kecepatan dasar” yang lebih rendah. Terjadinya perbedaan antara dua kecepatan tersebut disebabkan adanya “*slip*/geseran” yang meningkat dengan meningkatnya beban. *Slip* hanya terjadi pada motor induksi. Untuk menghindari slip dapat dipasang

sebuah cincin geser/ *slip ring*, dan motor tersebut dinamakan “motor cincin geser/ *slip ring motor*”.

2.3 Dasar Teori Perhitungan

2.3.1 Daya Untuk Mengaduk

Besarnya daya yang diperlukan untuk mengaduk dapat dirumuskan :

$$P = F_D \cdot v \dots\dots\dots(2.1)$$

(*McDonald, Introduction to Fluid Mechanics, 1997 :434*)

Dimana :

v = Kecepatan pengaduk (m/s)

F_D = Gaya pengaduk (N)

Besarnya gaya pengaduk dapat didekati dengan rumus sebagai berikut :

$$F_D = C_D \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \cdot A \dots\dots\dots(2.2)$$

(*McDonald, Introduction to Fluid Mechanics, 1997 :434*)

Dimana :

C_D = *Drag coefficient*

F_D = Gaya Pengaduk (N)

v = Kecepatan pengaduk (m/s)

A = Luasan yang menabrak bahan (m^2)

ρ = Massa jenis (kg/m^3)

Nilai *drag coefficient* (C_D) tergantung pada bentuk luasan penampang yang mengenai bahan, besarnya dapat dilihat pada tabel C₁. Besarnya kecepatan pengaduk didapat dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$v = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60 \times 1000} \dots\dots\dots(2.3)$$

(*Sularso, Dasar Pemilihan & Perencanaan Elemen Mesin, 1997:166*)

Dimana :

D = Diameter poros (mm)

n = Putaran (*rpm*)

Besarnya massa jenis adonan dapat diketahui dengan rumus sebagai berikut :

$$\rho = \frac{m}{V} \dots\dots\dots (2.4)$$

$$V = \pi . r^2 . t \dots\dots\dots (2.5)$$

Dimana :

m = Massa adonan (*kg*)

r = Jari-jari penampang adonan (*m*)

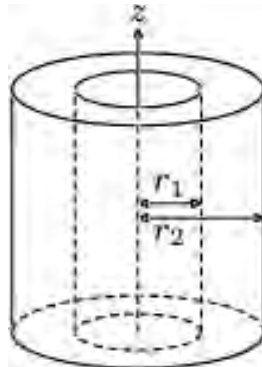
t = Tinggi adonan (*m*)

V = Volume adonan (*m³*)

2.3.2 Perhitungan Daya Momen Inersia

Daya momen inersia adalah daya yang dibutuhkan karena adanya momen inersia. Untuk mendapatkan daya tersebut maka harus diketahui dulu besarnya : momen inersia, kecepatan sudut, dan percepatan sudut serta besarnya torsi.

A. Momen inersia bentuk silinder pejal



Gambar 2.10 Pusat Graviti dan massa momen inersia pada silinder

Untuk mendapatkan momen inersia pada silinder pejal dapat menggunakan rumus sebagai berikut :

$$I = \frac{1}{2} . m . r^2 \dots\dots\dots (2.6)$$

(R.C. Hibbeler, *Engineering Mechanics Dynamics* : 2000)

Dimana :

I = Momen inersia ($kg.m^2$)

m = Massa poros (kg)

r = Jari-jari poros (m)

B. Kecepatan sudut dan percepatan sudut

Sebuah benda yang berputar, misalnya *pulley*, maka akan ada kecepatan sudut dan percepatan sudut, yang secara matematis dapat dirumuskan :

$$\omega = \frac{d\theta}{dt} \quad \text{atau} \quad \alpha = \frac{d\omega}{dt} \dots\dots\dots (2.7)$$

(R.C. Hibbeler, *Engineering Mechanics Dynamics* : 2000)

Dimana :

ω = Kecepatan sudut (rad/sec)

α = Percepatan sudut (rad/sec^2)

t = waktu (sec)

C. Torsi

Besarnya torsi dapat dinyatakan dengan rumus :

$$T = (I . \alpha) + (F . r) \dots\dots\dots (2.8)$$

Dimana :

τ = Torsi ($N.m$)

I = Momen Inersia ($kg.m^2$)

α = Percepatan sudut (rad/sec^2)

F = Gaya (N)

R = Jari - Jari (m)

D. Daya karena momen inersia

Setelah torsi dan putaran (*rpm*) diketahui maka selanjutnya dapat diketahui besarnya daya karena momen inersia dengan rumus sebagai berikut :

$$P = T \cdot \omega$$

$$P = T \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot n \dots\dots\dots(2.9)$$

Dimana :

- P = Daya (*watt*)
- T = Torsi (*N.m*)
- ω = Kecepatan sudut (*rad/sec*)
- n = Putaran (*rpm*)

Bila diinginkan daya bersatuan HP dan torsi bersatuan lbf.in maka rumus diatas menjadi sebagai berikut :

$$P = \frac{T \cdot n}{63025}$$

(*Collins Jack A, 2003 : 180*)

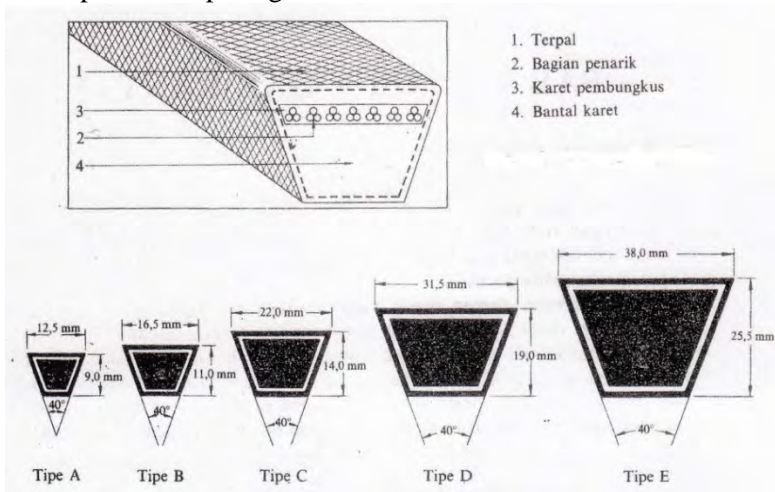
Dimana :

- P = Daya (*HP*)
- T = Torsi (*lbf.in*)
- n = Putaran (*rpm*)

2.4 Perencanaan *Pulley* dan *Belt*

V-belt digunakan untuk memindahkan daya antara dua poros sejajar . Poros-poros harus terpisah pada suatu jarak minimum tertentu, yang tergantung pada jenis pemakaian *V-belt* agar dapat bekerja secara efisien. *V-belt* terbuat dari karet dan mempunyai penampang trapesium, tenunan tetoran atau semacamnya dipergunakan sebagai inti *belt* untuk membawa tarikan yang besar. *V-belt* dibelitkan dikeliling alur pulinyang berbentuk V pula, bagian sabuk yang sedang membelit pada puli ini mengalami lengkungan sehingga lebar bagian dalamnya akan bertambah besar, gaya gesekan juga akan bertambah karena pengaruh bentuk sabuk yang akan menghasilkan daya transmisi yang besar pada tegangan yang relatif rendah. Hal ini merupakan keunggulan *V-belt* dibanding sebagian besar daya atau transmisi menggunakan *V-belt*. Dalam penggunaannya *V-belt* sering terjadi

slip antara puli dan V-belt sehingga putaran yang diteruskan tidak memiliki perbandingan yang konstan, komponen dan diameter V-belt dapat dilihat pada gambar 2.11 .



Gambar 2.11 komponen dan dimensi V-belt
Sumber : Dasar Perencanaan dan Pemilihan Mesin, Sularso

2.4.1 Daya dan Momen Perencanaan

Supaya hasil perencanaan aman, maka besarnya Daya dan momen perencanaan dinaikkan sedikit dari daya yang ditransmisikan (P), yang disebut dengan daya perencanaan atau daya desain (P_d) yang dapat dinyatakan dengan persamaan :

$$P_d = F_c \cdot P \dots\dots\dots(2.10)$$

(Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen mesin, 1997:7)

Dimana :

P_d = Daya Perencanaan (kW)

F_c = Faktor Koreksi Tabel

P = Daya yang ditransmisikan (kW)

$$T = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{P_d}{n} \dots\dots\dots(2.11)$$

(Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen mesin, 1997:7)

Dimana :

T = Torsi (*kg.mm*)

P_d = Daya Perencanaan (*kW*)

n = Putaran (*rpm*)

2.4.2 Perbandingan Putaran

Transmisi *V-belt* hanya dapat menghubungkan poros-poros yang sejajar dengan arah putaran yang sama, putaran yang bekerja lebih halus dan tidak berisik. Untuk mempertinggi daya transmisi dapat dipakai beberapa *belt* yang dipasang berdekatan, karena *V-belt* biasanya dipakai untuk menurunkan putaran maka perbandingan yang umum yang dipakai adalah perbandingan reduksi i ($i > 1$)

$$\frac{n_1}{n_2} = i = \frac{D_2}{d_1} = \frac{1}{u} ; u = \frac{1}{i} \dots \dots \dots (2.12)$$

(*Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen mesin, 1997:166*)

Dimana :

n_1 = Putaran poros pertama (*rpm*)

n_2 = Putaran poros kedua (*rpm*)

d_1 = Diameter poros penggerak (*mm*)

D_2 = Diameter *pulley* penggerak (*mm*)

2.4.3 Kecepatan linier sabuk- V (v)

$$v = \frac{\pi . d_p . n_1}{60 \times 1000} \dots \dots \dots (2.13)$$

Dengan :

v = Kecepatan *belt* (*m/s*)

d_p = Diameter *pulley* penggerak (*mm*)

n_1 = Putaran motor listrik (*rpm*)

2.4.4 Panjang keliling sabuk (L) dan jarak kedua sumbu poros (C)

$$L = 2C + \frac{\pi}{2} (d_p + D_p) + \frac{1}{4c} (D_p - d_p)^2 \dots \dots (2.14)$$

Dengan :

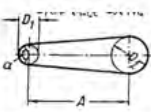
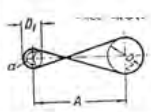
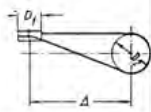
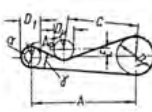
L = Panjang *belt* (mm)

C = Jarak sumbu poros (mm)

D_p = Diameter *pulley* yang digerakkan (mm)

d_p = Diameter *pulley* penggerak (mm)

Tabel 2.1 Panjang *belt*, jarak antar sumbu, dan sudut kontak

Sketch				
Arc of contact between the belt and the smaller pulley	$\alpha \approx 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{A} 60^\circ$	$\alpha \approx 180^\circ - \frac{D_2 + D_1}{A} 60^\circ$	$\alpha \approx 180^\circ + \frac{D_1}{A} 60^\circ$	$\alpha \approx 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{A} 60^\circ + \frac{(D_1 + D_p - 2E)}{2A_p}$
Geometrical length of belt (disregarding tension and sag)	$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A}$	$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 + D_1)^2}{4A}$	$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{D_2^2 + D_1^2}{4A}$	$L = (A + Ap + C) + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{8A} + \frac{(D_2 + D_p)^2}{8A} + \frac{(D_1 + D_p)^2}{8C} - \frac{E}{Ap} \frac{(D_1 + D_p)}{2} - \frac{E}{C} \frac{(D_2 + D_p)}{2}$

Sumber : Dasar Perencanaan dan Pemilihan Mesin, Sularso

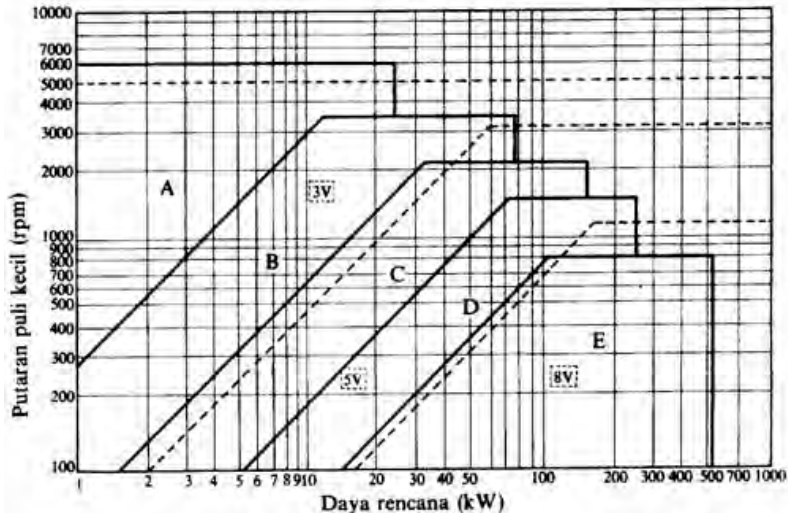
Bilamana pemindahan daya menggunakan 2 buah roda transmisi beralur, hubungan antara jarak kedua titik pusat sumbu roda transmisi dengan panjang *belt* dapat ditentukan dengan rumus sebagai berikut :

$$C = \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(D_p - d_p)^2}}{8} \dots\dots\dots (2.15)$$

Dan b dapat dihitung dari :

$$b = 2L - \pi(D_p - d_p) \dots\dots\dots (2.16)$$

Setelah daya rencana dan putaran poros penggerak didapat maka pemilihan *belt* dapat disesuaikan, diagram pemilihan *belt* dapat dilihat pada gambar 2.13.



Gambar 2.12 Diagram pemilihan sabuk

Sumber : Dasar Perencanaan dan Pemilihan Mesin, Sularso

2.4.5 Gaya Tarik Efektif

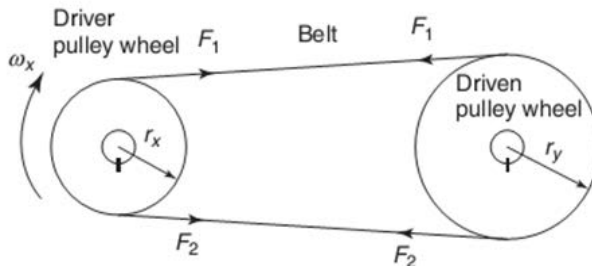
Gaya tarik efektif dapat diketahui dengan mrnggunakan rumus berikut :

$$F_e = \frac{102 \cdot P_d}{v} \dots\dots\dots (2.17)$$

(Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen mesin, 1997:198)

Dimana :

- F_e = Gaya tarik efektif (kgf)
- P_d = Daya perencanaan (kW)
- v = Kecepatan keliling (m/s)



Gambar 2.13 Gaya tarik pada belt

Sumber : Dasar Perencanaan dan Pemilihan Mesin, Sularso

2.4.6 Gaya akibat *overload factor*

Dengan adanya gaya yang bervariasi dan akan mencapai titik maksimum maka diperlukan suatu koreksi atas gaya keliling yang akan menjadi :

$$F_{rated} = \beta \cdot F_{efektif} \dots\dots\dots (2.18)$$

(V.Dobrovolsky, Machine Elements – Atextbook, 1970)

Dimana :

F_{rated} = Gaya keliling yang timbul (kgf)

β = *Overload factor* (1,2 – 1,5)

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu\varphi} \dots\dots\dots (2.19)$$

(Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen mesin, 1997:171)

Dimana :

F_1 = Gaya tarik pada sisi kancang (kgf)

F_2 = Gaya tarik pada sisi kendur (kgf)

$e^{\mu\varphi}$ = Mempunyai nilai 0,3

2.4.7 Tegangan yang timbul akibat beban (σ_d)

Penampang *belt* dapat dipilih dengan dasar tegangan yang diambil dan tegangan *bending* yang bekerja pada *belt* persatuan luas serta faktor kecepatan dan sudut kontak. Apabila seluruh beban bekerja pada *belt* maka tegangan yang timbul akibat beban dapat ditentukan dengan persamaan :

$$\sigma_d = 2 \cdot \varphi_0 \cdot \sigma_0 \dots\dots\dots (2.20)$$

(V.Dobrovolsky, *Machine Elements – A text book*, 1970 : 245)

Dimana :

φ_0 = Faktor tarikan (0,7 – 0,9)

σ_0 = Tegangan awal untuk *belt* datar 18 kg/cm², sedangkan untuk V *belt* 12 kg/cm²

2.4.8 Sudut kontak

Untuk mengetahui sudut kontak, maka dapat digunakan rumus sebagai berikut :

$$\alpha = 180^\circ - \frac{D_p - d_p}{C} \cdot 60 \dots\dots\dots (2.21)$$

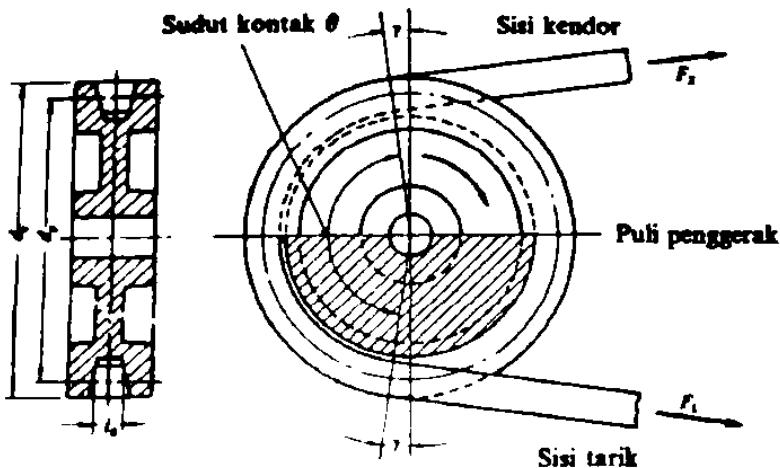
(V.Dobrovolsky, *Machine Elements – Atextbook*, 1970 : 253)

Dimana :

C = Jarak sumbu poros (*mm*)

d_p = Diameter *pulley* penggerak (*mm*)

D_p = Diameter *pulley* yang digerakkan (*mm*)



Gambar 2.14 sudut kontak yang terjadi pada pulley dan belt
Sumber : Sularso Kiyokatsu Suga

2.4.9 Jumlah *Belt*

Dari tegangan yang timbul akibat beban (σ_d) maka akan dicari jumlah *belt* yang dipakai dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$Z = \frac{F_e}{\sigma_d \cdot A} \dots\dots\dots (2.22)$$

(V.Dobrovolsky, *Machine Elements – Atextbook*, 1970 : 253)

Dimana :

Z = Jumlah *belt*

A = Luasan (cm^2)

σ_d = Tegangan yang timbul akibat beban (kg/cm^2)

2.4.10 Tegangan maksimal yang ditimbulkan (σ_{max})

Tegangan maksimum yang terjadi ketika *belt* bekerja terdiri dari tegangan awal, tegangan untuk mentransmisikan daya, tegangan *bending* dan tegangan karena gaya sentrifugal. Maka tegangan maksimum dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$\sigma_{max} = \sigma_0 + \frac{F_e}{2 \cdot Z \cdot A} + E_b \frac{h}{D_{min}} + \gamma \frac{v^2}{10 \cdot g} \dots\dots (2.23)$$

(V.Dobrovolsky, *Machine Elements – Atextbook*, 1970 : 253)

Dimana :

σ_d = Tegangan maksimal yang dihasilkan (kg/cm^2)

σ_0 = Gaya awal, besarnya $\leq 12 \text{ kg/cm}^2$

F_e = Gaya tarik efektif (kgf)

Z = Jumlah *belt*

A = Luas penampang *belt* (cm^2)

E_b = Modulus elastisitas *belt* (kg/cm^2)

D_{min} = Diameter minimum *pulley* (mm)

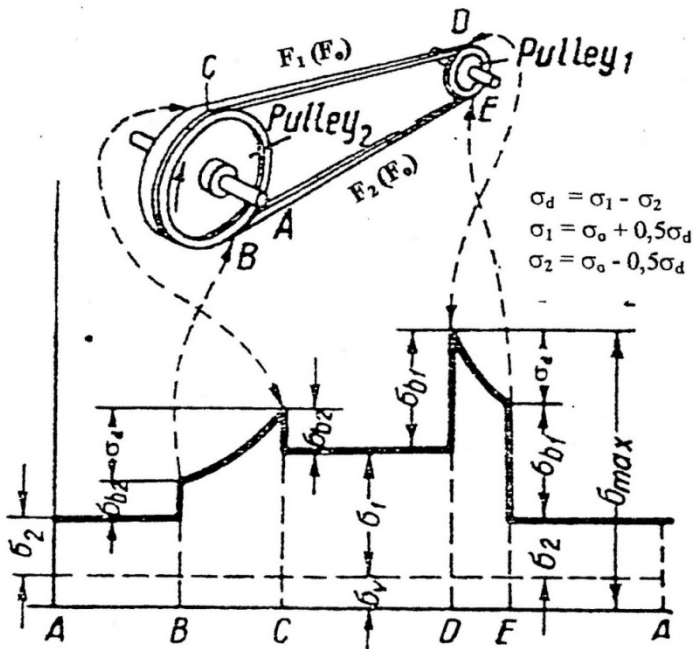
γ = Berat jenis *belt* (kg/dm^3)

g = Gravitasi (m/s^2)

h = Tinggi *belt* (mm)

v = Kecepatan keliling (m/s^2)

Tegangan maksimum terjadi pada bagian yang tegang yaitu pada titik D, yaitu titik awal *belt* memasuki *pulley* penggerak.



Gambar 2.15 Diagram tegangan pada belt

Sumber : Dasar Perencanaan dan Pemilihan Mesin, Sularso

2.4.11 Jumlah putaran belt

Jumlah putaran yang dihasilkan oleh belt dapat diukur dengan menggunakan rumus :

$$u = \frac{v}{L} \dots\dots\dots(2.24)$$

(V. Dobrovolsky, Machine Elements – A Textbook, 1970 : 253)

Dimana :

- u = Jumlah putaran (putaran/det)
- v = Kecepatan (m/s)
- L = Panjang belt (mm)

2.4.12 Prediksi umur belt

Ada banyak faktor yang dapat mempengaruhi umur belt, tetapi yang terpenting adalah tegangan yang berulang (cycles

stress). Perubahan tegangan yang paling besar terjadi pada saat *belt* mulai memasuki *pulley* penggerak. Secara umum persamaan untuk umur *belt* adalah :

$$\sigma_{max}^m \cdot 3600 \cdot u \cdot X \cdot H = \sigma_{max}^m \cdot N_{base} \dots\dots\dots(2.25)$$

$$H = \frac{N_{base}}{3600 \cdot u \cdot X} \left[\frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right]^m \dots\dots\dots(2.26)$$

(V. Dobrovolsky, *Machine Elements – A Textbook*, 1970 : 248)

2.4.13 Dimensi *pulley*

Untuk mencari dimensi *pulley*, maka dapat dirumuskan :

$$D_{out} = D + 2 \cdot C \dots\dots\dots(2.27)$$

$$D_{in} = D_{out} - 2 \cdot e \dots\dots\dots(2.28)$$

$$B = (Z - 1) \cdot t + 2 \cdot s \dots\dots\dots(2.29)$$

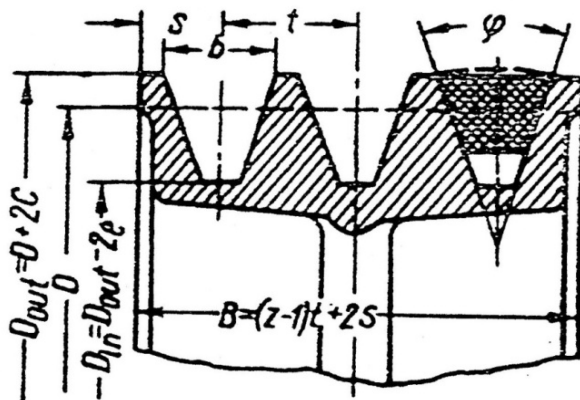
(V. Dobrovolsky, *Machine Elements – A Textbook*, 1970 : 254)

Dimana :

D_{out} = Diameter luar *pulley* (mm)

D_{in} = Diameter dalam *pulley* (mm)

B = Lebar *pulley* (mm)



Gambar 2.16 Bentuk dan dimensi *pulley*

Sumber : *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Mesin*, Sularso

2.5 Perencanaan Poros (*Shaft*)

Poros (*Shaft*) merupakan salah satu elemen pada mesin yang berputar maupun tetap (*stationary*) yang biasanya mempunyai bentuk silinder dengan diameter yang lebih kecil dari pada panjangnya dan merupakan tempat bagi elemen lain ditempatkan (*mounted*) disana, seperti elemen transmisi daya; roda gigi (*gear*), *pulley*, *belt*, rantai (*chain*), *flywheels*, *sprocket* dan juga bantalan (*bearing*).

Beban yang terjadi pada poros dapat berupa *bending*, *tranverse*, torsi, dan juga beban axial (tarik-tekan). Dalam mendesain poros, beberapa faktor yang harus diperhatikan yaitu faktor kekuatan dengan menggunakan pendekatan yield atau fatigue sebagai kriterianya, defleksi, dan juga *critical speed* dari poros yang akan kita desain.

Pembebanan pada poros tergantung pada besarnya daya dan putaran mesin yang diteruskan serta pengaruh gaya yang ditimbulkan oleh bagian-bagian mesin yang didukung dan ikut berputar bersama poros. Beban puntir disebabkan oleh daya dan putaran mesin sedangkan beban lentur serta beban aksial disebabkan oleh gaya-gaya radial dan aksial yang timbul.

2.5.1 Macam – macam poros

Poros untuk meneruskan daya diklasifikasikan menurut pembebanannya sebagai berikut :

1. Poros transmisi (*transmission shafts*)

Poros transmisi lebih dikenal dengan sebutan *shaft*. *Shaft* akan mengalami beban puntir berulang, beban lentur berganti ataupun kedua-duanya. Pada *shaft*, daya dapat ditransmisikan melalui *gear*, *belt-pulley*, rantai-*sprocket*, dan lain-lain.

2. Poros Gandar

Poros gandar merupakan poros yang dipasang diantara roda-roda kereta barang. Poros gandar tidak menerima beban puntir dan hanya mendapat beban lentur.

3. Poros *spindle*

Poros *spindle* merupakan poros transmisi yang relatif pendek, misalnya pada poros utama mesin perkakas

dimana beban utamanya berupa beban puntiran. Selain beban puntiran, poros *spindle* juga menerima beban lentur (*axial load*). Poros *spindle* dapat digunakan secara efektif apabila deformasi yang terjadi pada poros tersebut kecil.

4. Poros luwes (*Flexible shaft*)

Poros yang berfungsi untuk memindahkan daya dari dua mekanisme, dimana putaran poros dapat membentuk sudut dengan poros lainnya, daya yang dipindahkan biasabnya kecil.

Ditinjau dari segi besarnya transmisi daya yang mampu ditransmisikan, poros merupakan elemen mesin yang cocok untuk mentransmisikan daya yang kecil hal ini dimaksudkan agar terdapat kebebasan bagi perubahan arah (arah momen putar).

2.5.2 Hal-hal penting dalam perencanaan poros

Hal-hal penting yang perlu diperhatikan dalam merencanakan sebuah poros adalah sebagai berikut : (*Sularso, 1994*)

- Kekuatan poros
Suatu poros transmisi dapat mengalami beban puntir atau lentur, gabungan antara puntir dan lentur, juga beban tarik atau tekan. Kelelahan, tumbukan, atau pengaruh konsentrasi tegangan harus diperhatikan. Perencanaan sebuah poros harus cukup kuat untuk menahan beban-beban di atas.
- Kekakuan poros
Meskipun sebuah poros mempunyai kekuatan yang cukup, tetapi jika lenturan atau defleksi puntirnya terlalu besar akan mengakibatkan ketidaktepatan atau getaran dan suara, karena itu di samping kekuatan poros, kekakuan harus juga diperhatikan dan disesuaikan dengan mesin yang direncanakan memakai poros tersebut.
- Putaran Kritis
Bila putaran kritis suatu mesin dinaikkan, maka pada suatu harga putaran tertentu dapat terjadi getaran yang

kuat. Putaran ini disebut putaran kritis. Hal ini dapat mengakibatkan kerusakan pada poros dan bagian-bagian lainnya. Jika mungkin, poros harus direncanakan putaran kerjanya lebih rendah dari putaran kritisnya.

- **Bahan Poros**

Untuk mesin umum biasanya dibuat dari baja yang ditarik dingin. Poros yang dipakai untuk putaran tinggi dan beban berat umumnya terbuat dari baja paduan dengan pengerasan permukaan yang tahan keausan.

2.5.3 Bahan poros

Poros dapat dibuat dari bahan : baja karbon atau baja paduan. Bila diperlukan pengerasan permukaan, maka perlu dipakai baja yang di-*carburizing*. Untuk poros-poros yang bentuknya sulit seperti : poros engkol, maka sebaiknya memakai besi cor.

Tabel 2-2 Baja paduan untuk poros

Standar dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm ²)
Baja Khrom Nikel (JIS G4102)	SNC 2	-	85
	SND 3	-	95
	SNC 21	Pengerasan kulit	80
	SNC 22	-	100
Baja Khrom Nikel Molibden (JIS G4103)	SNCM 1	-	85
	SNCM 2	-	95
	SNCM 7	-	100
	SNCM 8	-	105
	SNCM 22	Pengerasan kulit	90
	SNCM 23	-	100
Baja Khrom (JIS G4104)	SNCM 25	-	120
	SCR 3	-	90
	SCR 4	-	95
	SCR 5	-	100
	SCR 21	Pengerasan Kulit	80
Baja Khrom Molibden	SCR 22	-	85
	SCM 2	-	85
	SCM 3	-	95

(JIS G 4105)	SCM 4	-	100
	SCM 5	-	105
	SCM 21	Pengerasan Kulit	85
	SCM 22	-	95
	SCM 23	-	100

2.5.4 Poros dengan beban puntir

Berikut ini adalah rumus untuk mengetahui momen torsi pada poros yang hanya dianggap menerima tegangan puntir saja.

$$M_t = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{P_d}{n} \dots \dots \dots (2.30)$$

(Sularso, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen mesin*, 1997:7)

Dimana :

M_t = Momen Torsi (*kg.mm*)

P_d = Daya Perencanaan (*kW*)

n = Putaran (*rpm*)

Besarnya tegangan puntir pada poros adalah :

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_t} \dots \dots \dots (2.31)$$

$$\tau_t = \frac{M_t}{\frac{\pi \cdot D^3}{16}}$$

$$\frac{5,1 \cdot M_t}{D^3} \leq |\tau_t|$$

$$\frac{5,1 \cdot M_t}{D^3} \leq \frac{k_s \sigma_{yp}}{N}$$

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_t \cdot N}{\pi \cdot k_s \cdot \sigma_{yp}}}$$

2.5.5 Poros dengan tegangan puntir dan tegangan bending

Poros pada umumnya meneruskan daya melalui belt, roda gigi, rantai, dan sebagainya. Dengan demikian poros tersebut mendapat beban puntir dan bending sehingga pada permukaan poros akan terjadi tegangan geser karena momen puntir dan tegangan tarik karena tegangan bending. Akibat gabungan

tegangan bending dan momen tersebut maka tegangan maksimum yang terjadi dapat dinyatakan :

$$\tau_{max} = \frac{\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}}{2} \dots\dots\dots(2.32)$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x^2}{2}\right) + \tau^2}$$

Dimana :

$$\sigma_x = \frac{32 \cdot M_b}{\pi \cdot D^3} \quad \text{dan} \quad \tau = \frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot D^3}$$

(Deutschman, Machine Design Theory and Practice, 1975:540)

Sehingga tegangan maksimum yang terjadi pada poros

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{16 \cdot M_B}{\pi \cdot D^3}\right)^2 + \left(\frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot D^3}\right)^2} \leq \frac{K_s \cdot \sigma_{yp}}{N} \dots\dots\dots(2.33)$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{16 \cdot M_B}{\pi \cdot D^3}\right)^2 + \left(\frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot D^3}\right)^2} \leq \frac{K_s \cdot \sigma_{yp}}{N}$$

Dimana :

- τ_{max} = Tegangan maksimum
- M_B = Momen bending yang diterima poros
- M_t = Momen torsi yang diterima oleh poros
- S_{yp} = Strength yield point
- D = Diameter poros
- N = Angka keamanan (2-3 untuk beban statis ; 3,1-4 untuk beban dinamis ; 4,1-5 untuk beban kejut)

Tabel 2.3 Faktor keamanan

Nilai Koreksi		Keterangan
Sf ₁	5,6	Dipakai untuk bahan SF
	6,0	Dipakai untuk bahan SC
Sf ₂	1,3 – 3,0	Mengantisipasi pengaruh pasak

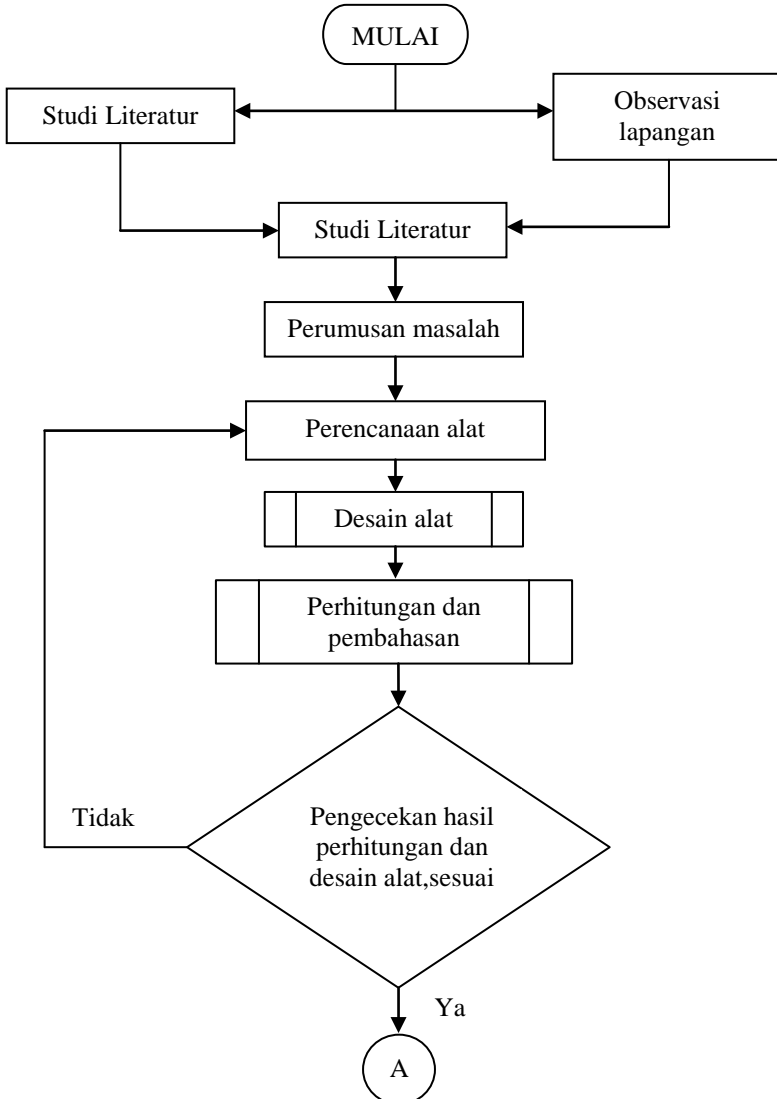
Tabel 2.4 Faktor koreksi untuk momen puntir (K_t) dan pembebanan lentur (K_m)

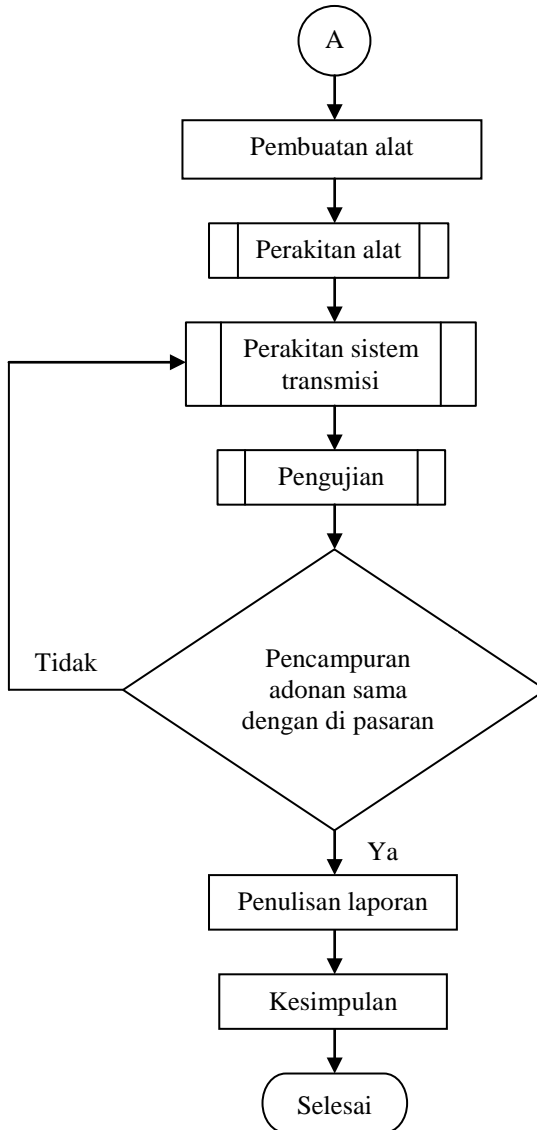
Nilai Koreksi		Keterangan
K_t	0,1 – 1,0	Jika bahan yang digunakan lentur
	1,0 – 1,5	Jika terjadi kejutan dan tumbukan sedang
	1,5 – 3,0	Jika terjadi kejutan dan tumbukan besar
K_m	1,0	Tidak ada beban lentur
	1,2 – 2,3	Ada beban lentur

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB III METODOLOGI PERENCANAAN

3.1 *Flow Chart* Pembuatan Mesin 3 In 1 untuk Produksi Kerupuk Sermier





Gambar 3.1 *Flowchart pembuatan mesin 3 in 1*

3.1.1 Study Literatur

Setelah mengetahui permasalahan-permasalahan yang ada,

selanjutnya mempelajari dengan mengacu pada referensi, buku, jurnal ilmiah, dan pencarian di internet. Setelah mempelajari literature yang ada, maka dilakukan percobaan untuk mengatasi solusi diatas dengan mengaplikasikan ilmu yang diperoleh khususnya bidang manufaktur mengenai desain mesin, perhitungan daya dan kapasitas.

3.1.2 Observasi Lapangan

Sebelum merencanakan suatu alat harus melakukan suatu pengamatan di lapangan. Dari pengamatan langsung di lapangan yang hanya menggunakan alat tradisional dalam pembuatan kerupuk sermier mulai dari proses pamarutan dan pengadukan.

3.1.3 Perumusan Masalah

Setelah melakukan pengamatan dilapangan, ditemukan beberapa masalah pada pembuatan kerupuk samiler yang bisa dibuat sebagai tugas akhir.

3.1.4 Desain Alat

Membuat desain mesin pengaduk guna mempermudah dalam pemilihan dan pembuatan komponen-komponen mesin yang akan direncanakan. Pada desain alat direncanakan dimensi sebagai berikut:

- Panjang mesin adalah 50 cm
- Lebar mesin adalah 50 cm
- Tinggi mesin adalah 90 cm

3.1.5 Perhitungan dan pembahasan

Melakukan perencanaan dan perhitungan dari mesin pengaduk diantaranya adalah perhitungan :

- Gaya dan Daya motor
- Perhitungan pulley dan belt dll.

3.1.6 Pengecekan kembali hasil perhitungan

Dari hasil perhitungan tersebut akan dilakukan pemeriksaan apakah telah layak, bahwa alat yang akan dibuat akan berjalan. Jika tidak maka proses akan kembali lagi pada

perencanaan alat. Jika layak akan dilanjutkan pada proses pembuatan alat.

3.1.7 Pembuatan Alat

Menyiapkan peralatan dan komponen yang digunakan untuk digunakan pada pembuatan alat yang telah direncanakan.

3.1.8 Perakitan Alat

Merakit komponen-komponen yang telah disiapkan agar sesuai dengan sistem kerja mesin yang sudah direncanakan. Perakitan dimulai dari pamarut singkong hingga pengaduk.

3.1.9 Perakitan system transmisi

Merakit komponen - komponen yang diperlukan untuk menggerakkan mesin. System transmisi terdiri dari penggunaan motor, belt, pulley dan lain-lain.

3.1.10 Pengujian Alat

Pengujian terhadap kerja mesin pengaduk yang telah dirakit sebelumnya apakah telah berfungsi seperti yang direncanakan.

3.1.11 Pencampuran adonan sama seperti di pasaran

Membandingkan adonan kerupuk sermier yang dihasilkan oleh mesin dengan adonan kerupuk sermier yang ada di pasaran. Jika tidak sama maka akan dilakukan percobaan kembali pada system transmisi. Apabila hasil sama dengan yang ada di pasaran maka akan dilanjutkan pada proses penulisan laporan.

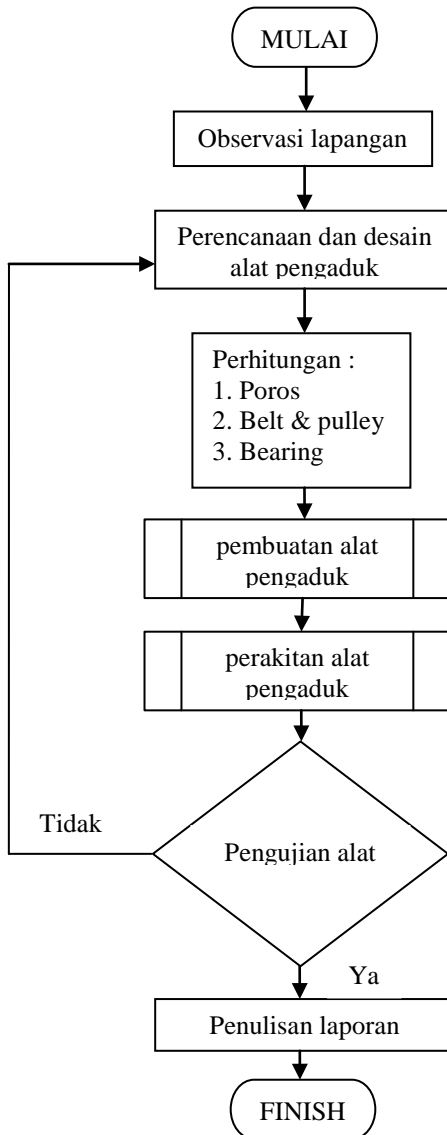
3.1.12 Penulisan Laporan

Setelah mendapatkan data – data yang dibutuhkan dari hasil perhitungan dan perwujudan alat, maka dibuat laporan yang berisi perhitungan mengenai hasil rancangan dan pembuatan alat tersebut.

3.1.13 Kesimpulan

Mesin sudah berjalan sesuai dengan fungsinya dimana dalam pengujiannya telah sesuai dengan apa yang direncanakan.

3.2 *Flow Chart* Pembuatan Alat Pengaduk Adonan Kerupuk Sermier



Gambar 3.2 *Flow Chart* Pembuatan Alat Pengaduk

3.2.1 Survey Lapangan

Pada tahap ini, dilakukan sebuah survey lapangan tentang alat seperti yang dibutuhkan oleh UKM yang memproduksi kerupuk sermier agar produksi kerupuk sermier dapat bertambah banyak dengan waktu yang cepat dan mendapatkan kualitas yang baik.

3.2.2 Perancangan Desain Alat Pengaduk

Setelah memunculkan suatu ide untuk membuat alat pengaduk adonan, dilakukan sebuah rancangan alat pengaduk yang menggambarkan alat pengaduk beserta dimensi-dimensinya yang akan dibuat untuk mewujudkan pembuatan alat pengaduk adonan kerupuk sermier.

3.2.3 Analisa Perhitungan Gaya dan Daya Alat Pengaduk Adonan Kerupuk Sermier

Setelah dilakukan perancangan desain untuk alat pengaduk adonan, dilakukan analisa perhitungan gaya dan daya untuk mengetahui seberapa besar gaya yang terjadi dan daya yang dibutuhkan untuk menggerakkan alat pengaduk.

3.2.4 Pembuatan Alat pengaduk

Pada tahap pembuatan alat pengaduk, dilakukan proses-proses pembuatan poros pengaduk dengan diameter yang diinginkan. Dalam pembuatan alat pengaduk, poros dan pisau pengaduk terbuat dari bahan *stainless steel*, pisau pengaduk dari plat setebal 2 mm, dan wadah untuk adonan yang berdiameter 300 mm berbahan *stainless steel* yang tersedia di pasaran.

3.2.5 Perakitan Alat Pengaduk

Setelah bahan-bahan yang akan dirakit untuk membuat alat pengaduk selesai, dilakukan suatu perakitan dari bahan-bahan tersebut, yaitu pemasangan pisau pengaduk pada pulley hingga peletakan wadah untuk adonan kerupuk sermier.

3.2.6 Pengujian Alat

Setelah perakitan alat pengaduk selesai dan dilakukan penyambungan motor, belt, dan pulley, dilakukan pengujian alat.

Jika alat pengaduk dapat berfungsi sesuai dengan yang diinginkan, maka dilanjutkan untuk tahap selanjutnya. Tetapi jika alat pengaduk tidak berfungsi, maka dilakukan pengecekan ulang pada perancangan alat untuk mengetahui apa yang menjadi penyebab ketidaksesuaian pada pengujian alat pengaduk.

3.2.7 Penulisan Laporan

Jika pengujian alat berhasil, maka selanjutnya adalah penulisan laporan dimana penulisan laporan ini sebagai tulisan yang menjelaskan tentang pembuatan alat pengaduk adonan kerupuk sermier khususnya analisa perhitungan gaya dan daya pada alat pengaduk.

3.3 Cara Kerja Mesin

Cara kerja mesin pengaduk adonan kerupuk sermier yang direncanakan adalah sebagai berikut :

1. Sistem penggerak utama mesin ini adalah motor listrik dengan daya 1 Hp.
2. Daya penggerak utama ditransmisikan dengan menggunakan belt dan pully sehingga menghasilkan putaran yang lebih kecil untuk menggerakkan poros pengaduk.
3. Hasil dari proses pengadukan adalah adonan kerupuk sermier yang sudah siap untuk dibentuk.

3.4 Hasil Percobaan

Dari hasil percobaan pada mesin pamarut singkong yaitu berupa parutan singkong halus, kemudian akan dicampurkan dengan bumbu pada mesin pengaduk. Yang menjadi tolak ukur hasil pengadukan dianggap selesai adalah proses pengadukan tercampur rata sama seperti adonan yang ada di pasaran.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB IV PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN

Bab ini akan membahas tentang perhitungan dalam merencanakan alat pengaduk adonan kerupuk sermier. Untuk memperoleh hasil pengadukan yang maksimal, pada alat ini direncanakan kapasitas sebesar 36 kg/jam.

Dari dimensi pengaduk dapat dihitung volume adonan per 3 kilogram pengadukan :

$$\begin{aligned}V_{adonan} &= \pi \cdot r^2 \cdot t \\V_{adonan} &= \pi \cdot (0,15 \text{ m})^2 \cdot 0,05 \text{ m} \\V_{adonan} &= \pi \cdot 0,0225 \text{ m}^2 \cdot 0,05 \text{ m} \\V_{adonan} &= 0,0035 \text{ m}^3\end{aligned}$$

Kemudian massa jenis dapat diketahui dengan rumus (2.4)

$$\begin{aligned}\rho_{adonan} &= \frac{m_{adonan}}{V_{adonan}} \\&= \frac{3 \text{ kg}}{0,0035 \text{ m}^3} \\ \rho_{adonan} &= 848,83 \text{ kg/m}^3\end{aligned}$$

4.1 Perhitungan Gaya Pengaduk

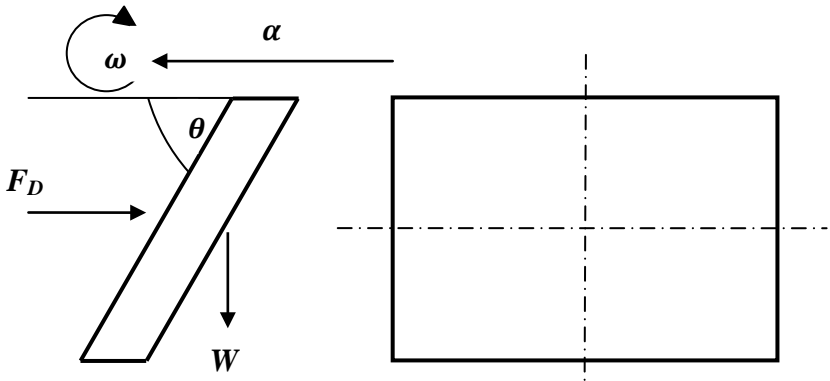
Untuk menghitung gaya pengaduk (F_D) dapat diketahui dengan menggunakan rumus (2.2) :

$$F_D = \frac{1}{2} \cdot C_D \cdot \rho \cdot v^2 \cdot A$$

Nilai drag coefficient (C_D) diketahui dari tabel C_L .

$$C_D = 2,05$$

Luasan pisau pengaduk (A) yang menabrak bahan baku berbentuk plat persegi panjang dengan panjang (p) = 140 mm dan lebar (l) = 40 mm dengan sudut kemiringan (θ) 30^0 .



Gambar 4.1 Gaya yang diterima oleh pisau pengaduk

maka luasan pisau pengaduk :

$$A = \frac{p \cdot l}{\cos 30^\circ}$$

$$A = \frac{0,14 \text{ m} \cdot 0,04 \text{ m}}{0,866}$$

$$A = 0,00647 \text{ m}^2$$

Dikarenakan pisau pengaduk berjumlah 4 buah, maka luasannya dikalikan banyaknya jumlah pisau pengaduk, sehingga didapat :

$$A_{total} = 4 \times 0,00647 \text{ m}^2$$

$$A_{total} = 0,026 \text{ m}^2$$

Karena putaran pulley yang menggerakkan poros pengaduk (n_6) didapatkan sebesar 31,11 rpm, maka didapatkan putaran poros :

$$\frac{n_6}{n_{poros}} = \frac{D_{poros}}{D_6}$$

$$\frac{31,11 \text{ rpm}}{n_{poros}} = \frac{20 \text{ mm}}{300 \text{ mm}}$$

$$n_{poros} = \frac{9333 \text{ rpm} \cdot \text{mm}}{20 \text{ mm}}$$

$$n_{poros} = 466,65 \text{ rpm}$$

Sehingga kecepatan keliling dari pengaduk adalah :

$$v_{\text{pengaduk}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{poros}} \cdot n_{\text{poros}}}{60 \times 1000}$$

$$v_{\text{pengaduk}} = \frac{\pi \cdot 20 \text{ mm} \cdot 466,65 \text{ rpm}}{60 \times 1000}$$

$$v_{\text{pengaduk}} = 0,49 \text{ m/s}$$

Sehingga nilai gaya pengaduk :

$$F_D = \frac{1}{2} \cdot C_D \cdot \rho_{\text{adonan}} \cdot v_{\text{pengaduk}}^2 \cdot A_{\text{total}}$$

$$F_D = \frac{1}{2} \cdot 2,05 \cdot 848,83 \text{ kg/m}^3 \cdot (0,49 \text{ m/s})^2 \cdot 0,026 \text{ m}^2$$

$$F_D = 5,43 \text{ kgm/s}^2$$

$$F_D = 5,43 \text{ N}$$

Jadi daya untuk mengaduk dapat dicari dengan rumus (2.1):

$$P = F_D \cdot v_{\text{pengaduk}}$$

$$P = 5,43 \text{ N} \cdot 0,49 \text{ m/s}$$

$$P = 2,67 \text{ Nm/s}$$

$$P = 2,67 \text{ Watt}$$

4.2 Perhitungan Torsi Pengaduk

Untuk mengetahui torsi (T) yang terjadi dalam proses pengadukan dapat dicari dengan menggunakan rumus (2.8) :

$$T = (I \cdot \alpha) + (F \cdot r)$$

Dimana :

T = Torsi ($N.m$)

I = Momen Inersia ($kg.m^2$)

α = Percepatan sudut (rad/sec^2)

F = Gaya (N)

r = Jari - Jari (m)

karena media pengaduk berbentuk silinder pejal, maka perhitungan momen inersia dapat diketahui dengan rumus (2.6):

$$I = \frac{1}{2} \cdot m \cdot r^2$$

Dimana :

I = Momen inersia ($kg.m^2$)

m = Massa poros (kg)

r = Jari-jari poros (m)

Karena komponen mesin yang berputar pada bagian pengaduk adalah Pulley dan pengaduknya, maka Inersia pengaduk adalah inersia pulley dijumlahkan dengan inersia poros.

$$I_{pengaduk} = I_{poros} + I_{pulley}$$

$$I_{pengaduk} = \left(\frac{1}{2} \cdot m_{poros} \cdot r_{poros}^2 \right) + \left(\frac{1}{2} \cdot m_{pulley} \cdot r_{pulley}^2 \right)$$

$$I_{pengaduk} = \left[\frac{1}{2} \cdot 2kg \cdot (0,01m)^2 \right] + \left[\frac{1}{2} \cdot 3,5kg \cdot (0,3m)^2 \right]$$

$$I_{pengaduk} = 0,0001 kg.m^2 + 0,1575 kg.m^2$$

$$I_{pengaduk} = 0,1576 kg.m^2$$

Sedangkan untuk mencari percepatan (α) dapat diperoleh dari rumus (2.7):

$$\alpha = \frac{\omega_1 - \omega_0}{\Delta t} \quad \rightarrow \quad \omega = \frac{2\pi}{60} \cdot n$$

Pada persamaan diatas, yang dimaksud dengan Δt adalah waktu yang diperlukan oleh mesin dari keadaan berhenti sampai keadaan kecepatan konstan. Dalam mesin ini Δt tersebut diasumsikan sebesar 2 detik.

$$\omega = \frac{2\pi}{60} \cdot 466,65 \text{ rpm}$$

$$\omega = 48,86 \text{ rad/s}$$

Jadi,

$$\alpha_{pengaduk} = \frac{48,86 \text{ rad/s} - 0 \text{ rad/s}}{2 \text{ s}}$$

$$\alpha_{pengaduk} = 24,43 \text{ rad/s}^2$$

Sehingga nilai torsi (T) pengaduk dapat diketahui sebagai berikut:

$$T_{pengaduk} = (I \cdot \alpha) + (F_D \cdot r)$$

Nilai F disini merupakan gaya pengaduk (F_D) dan nilai jari-jari (r) merupakan setengah jarak dari titik pusat poros sampai ujung lengan pengaduk yaitu 150 mm. Karena diasumsikan gaya yang terjadi yaitu gaya merata, maka :

$$T_{pengaduk} = \left(0,1576 \text{ kg.m}^2 \cdot 24,43 \text{ rad/s}^2 \right) + (5,43 \text{ N} \cdot 0,15 \text{ m})$$

$$T_{pengaduk} = 4,66 \text{ Nm}$$

4.3 Perhitungan Daya Pengaduk

Dalam proses pengadukan terjadi daya karena momen inersia dan daya untuk mengaduk. Untuk menentukan daya yang digunakan yaitu sebagai berikut :

a. daya karena momen inersia

$$P_1 = \frac{T_{pengaduk} \cdot n_{poros}}{63025}$$

$$P_1 = \frac{4,66 \text{ Nm} \cdot 466,65 \text{ rpm}}{63025}$$

$$P_1 = 0,0345 \text{ Hp}$$

$$P_1 = 0,0345 \text{ Hp} \times \frac{0,735 \text{ kW}}{1 \text{ Hp}}$$

$$P_1 = 0,0253 \text{ kW}$$

b. daya untuk mengaduk

$$P_2 = F_D \cdot v_{pengaduk}$$

$$P_2 = 5,43 \text{ N} \cdot 0,49 \text{ m/s}$$

$$P_2 = 2,67 \text{ Nm/s}$$

$$P_2 = 2,67 \text{ Watt}$$

$$P_2 = 0,00267 \text{ kW}$$

Daya total yang dibutuhkan untuk mengaduk sebesar :

$$P_{total} = P_1 + P_2$$

$$P_{total} = 0,0253 \text{ kW} + 0,00267 \text{ kW}$$

$$P_{total} = 0,02797 \text{ kW}$$

$$P_{total} = 0,038 \text{ Hp}$$

4.4 Perencanaan *Pulley* dan Belt

Data-data yang diketahui :

a. Motor :

Daya motor : 1 Hp

Putaran Motor (n_1) : 1400 rpm

b. Pulley

Jarak sumbu pulley 1 dan 2 : 320 mm

Jarak sumbu pulley 3 dan 4 : 400 mm

Jarak sumbu pulley 5 (*bevel gear*) dan 6 : 360 mm

Diameter pulley 1 (D_1) : 60 mm

Diameter pulley 2 (D_2) : 150 mm

Diameter pulley 3 (D_3) : 90 mm

Diameter pulley 4 (D_4) : 150 mm

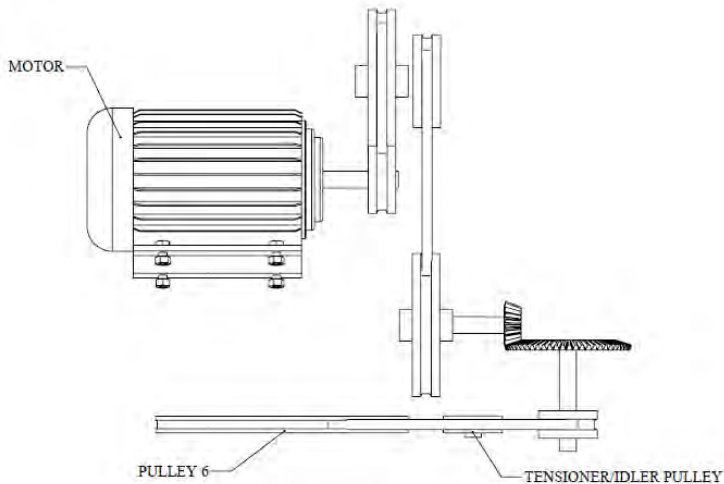
Diameter pulley 5 (D_5) : 50 mm

Diameter pulley 6 (D_6) : 300 mm

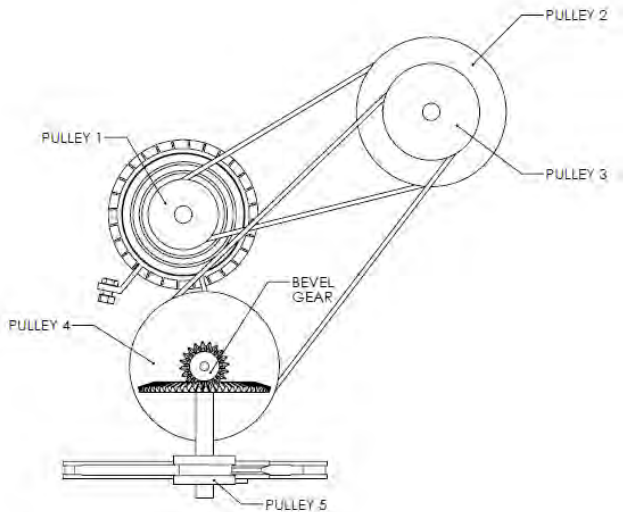
c. Bevel gear

jumlah gigi pinion (N_{t1}) : 20 buah

jumlah gigi gear (N_{t2}) : 60 buah



Gambar 4.2 *Front view* sistem transmisi



Gambar 4.3 Side view sistem transmisi

Pada alat pengaduk ini, digunakan perbandingan pulley untuk mereduksi putaran, sehingga menggunakan 6 buah pulley untuk mentransmisikan daya, pasangan pulley 1 dan 2 yang terhubung dari motor ke pamarut, pasangan pulley 3 dan 4 yang terhubung dari pamarut ke *bevel gear*, dan pasangan pulley 5 (bevel gear) dan 6 yang terhubung dari *bevel gear* ke pengaduk.

Sebelum perhitungan daya dan momen perencanaan, terlebih dahulu menghitung kecepatan putar (*rpm*) pada setiap pulley dan bevel gear menggunakan perbandingan kecepatan seperti pada persamaan (2.12):

$$\frac{n_x}{n_y} = \frac{D_y}{D_x}$$

Maka, kecepatan pulley 2 :

$$\begin{aligned} \frac{n_1}{n_2} &= \frac{D_2}{D_1} \\ \frac{1400rpm}{n_2} &= \frac{150mm}{60mm} \\ n_2 &= 560 rpm \end{aligned}$$

Kecepatan pulley 3 :

$$\frac{n_2}{n_3} = \frac{D_3}{D_2}$$

$$\frac{560rpm}{n_3} = \frac{90mm}{150mm}$$

$$n_3 = 933,33 \text{ rpm}$$

Kecepatan pulley 4 :

$$\frac{n_3}{n_4} = \frac{D_4}{D_3}$$

$$\frac{933,33rpm}{n_4} = \frac{150mm}{90mm}$$

$$n_4 = 560 \text{ rpm}$$

Pulley 5 adalah pulley yang tersambung pada bevel gear, sehingga untuk mendapatkan kecepatan putar pulley 5, menggunakan rumus perbandingan kecepatan (*relative velocity*) antara pinion dan gear.

$$r_v = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{Nt_1}{Nt_2} = \frac{d_1}{d_2}$$

Dimana :

r_v = *relative velocity*
 ω = kecepatan putar (*rad/s*)
 n = kecepatan putar (*rpm*)
 Nt = jumlah gigi (*buah*)
 d = diameter (*mm*)

sehingga,

$$\frac{n_{gear}}{n_{pinion}} = \frac{Nt_1}{Nt_2}$$

$$\frac{n_{gear}}{560rpm} = \frac{20}{60}$$

$$n_{gear} = 186,66 \text{ rpm}$$

$$n_5 = 186,66 \text{ rpm}$$

Maka, kecepatan pulley 6 :

$$\frac{n_5}{n_6} = \frac{D_6}{D_5}$$

$$\frac{186,66rpm}{n_6} = \frac{300mm}{50mm}$$

$$n_6 = 31,11 rpm$$

4.4.1 Daya dan momen perencanaan

a. Daya perencanaan

Daya perencanaan yang yang digunakan pada alat ini adalah 1 HP. Motor yang memiliki daya 1 HP ini menggerakkan 2 mesin yaitu pamarut dan pengaduk.

b. Momen torsi pulley keseluruhan

- Momen torsi pulley 1

$$T_1 = 716200 \cdot \frac{P_D}{n_1}$$

$$T_1 = 716200 \cdot \frac{1 Hp}{1400 rpm}$$

$$T_1 = 511,57 kgmm$$
- Momen torsi pulley 2

$$T_2 = 716200 \cdot \frac{P_D}{n_2}$$

$$T_2 = 716200 \cdot \frac{1 Hp}{560 rpm}$$

$$T_2 = 1278,93 kgmm$$
- Momen torsi pulley 3

$$T_3 = 716200 \cdot \frac{P_D}{n_3}$$

$$T_3 = 716200 \cdot \frac{1 Hp}{933,33 rpm}$$

$$T_3 = 767,36 kgmm$$
- Momen torsi pulley 4

$$T_4 = 716200 \cdot \frac{P_D}{n_4}$$

$$T_4 = 716200 \cdot \frac{1 Hp}{560 rpm}$$

$$T_4 = 1278,93 kgmm$$
- Momen torsi pulley 5

$$T_5 = 716200 \cdot \frac{P_D}{n_5}$$

$$T_5 = 716200 \cdot \frac{1 \text{ Hp}}{186,66 \text{ rpm}}$$

$$T_5 = 3836,92 \text{ kgmm}$$

- Momen torsi pulley 6

$$T_6 = 716200 \cdot \frac{P_D}{n_6}$$

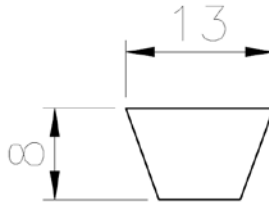
$$T_6 = 716200 \cdot \frac{1 \text{ Hp}}{31,11 \text{ rpm}}$$

$$T_6 = 23021,53 \text{ kgmm}$$

4.4.2 Pemilihan belt

Dari diagram pemilihan V-Belt yang ada pada lampiran D₁, didapat jenis V-belt tipe A dan dimensi V-belt tipe A :

Tebal (h) : 8 mm
 Lebar (b) : 13 mm
 Luasan (A) : 0,81 cm²



Gambar 4.4 Dimensi V-Belt tipe A

4.4.3 Kecepatan keliling

Besarnya Kecepatan keliling atau kecepatan linier belt yang digunakan pada mesin dapat ditentukan dari rumus (2.13):

- Kecepatan keliling belt I (pasangan pulley 1 dan 2)

$$v_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000}$$

$$v_1 = \frac{3,14 \cdot 60 \text{ mm} \cdot 1400 \text{ rpm}}{60 \cdot 1000}$$

$$v_1 = 4,396 \text{ m/s}$$

- Kecepatan keliling belt II (pasangan pulley 3 dan 4)

$$v_2 = \frac{\pi \cdot D_3 \cdot n_3}{60 \cdot 1000}$$

$$v_2 = \frac{3,14.90mm. 933,33rpm}{60.1000}$$

$$v_2 = 4,39 \text{ m/s}$$

- Kecepatan keliling belt III (pasangan pulley 5 dan 6)

$$v_3 = \frac{\pi. D_5. n_5}{60.1000}$$

$$v_3 = \frac{3,14.50mm. 186,66rpm}{60.1000}$$

$$v_3 = 0,49 \text{ m/s}$$

4.4.4 Panjang belt

Konstruksi belt yang digunakan pada mesin 3 in 1 ini adalah *open belt drive* (belt I dan II) dan *belt drive with idler pulley* (belt III).

Panjang belt I dan II dapat dinyatakan dengan rumus (2.14):

$$L = 2C + \frac{\pi}{2} (D_y + D_x) + \frac{1}{4C} (D_y - D_x)^2$$

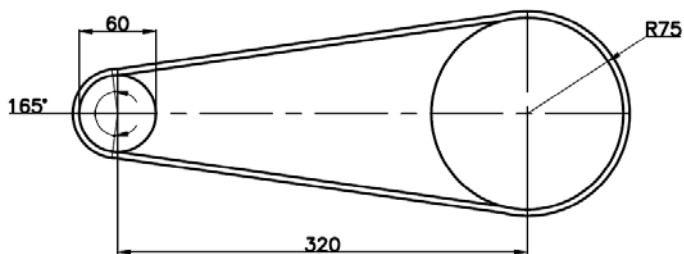
Dimana :

D_x = diameter pulley penggerak (mm)

D_y = diameter pulley yang digerakkan (mm)

C = jarak antara sumbu pulley (mm)

- Panjang belt I :



Gambar 4.5 Dimensi konstruksi belt I

$$L_1 = 2C + \frac{\pi}{2} (D_2 + D_1) + \frac{1}{4C} (D_2 - D_1)^2$$

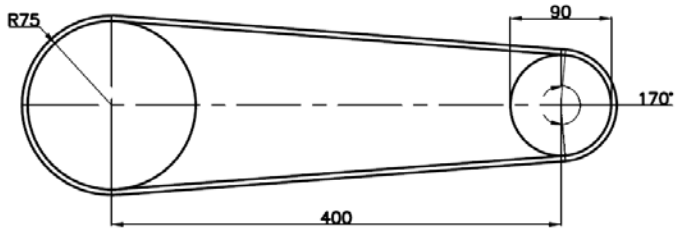
$$L_1 = 2.320 + \frac{3,14}{2} (150 + 60) + \frac{1}{4.320} (150 - 60)^2$$

$$L_1 = 640 + 329,7 + 6,328$$

$$L_1 = 976,028 \text{ mm}$$

$$L_1 = 0,976 \text{ m}$$

- Panjang belt II :



Gambar 4.6 Dimensi konstruksi belt II

$$L_2 = 2C + \frac{\pi}{2} (D_4 + D_3) + \frac{1}{4C} (D_4 - D_3)^2$$

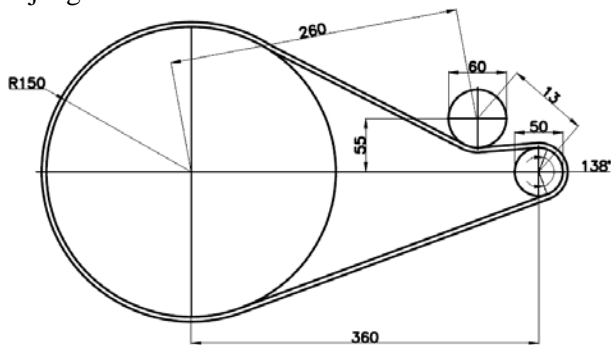
$$L_2 = 2.400 + \frac{3,14}{2} (150 + 90) + \frac{1}{4.400} (150 - 90)^2$$

$$L_2 = 800 + 376,8 + 2,25$$

$$L_2 = 1179,05 \text{ mm}$$

$$L_2 = 1,179 \text{ m}$$

- Panjang belt III :



Gambar 4.7 Dimensi konstruksi belt III

$$\begin{aligned}
L_3 &= (A + A_p + C) + \frac{\pi}{2} (D_6 + D_5) + \frac{(D_6 - D_5)^2}{8A} + \\
&\quad \frac{(D_6 + D_p)^2}{8A} + \frac{(D_5 - D_p)^2}{8C} - \frac{E}{A_p} \frac{(D_5 + D_p)}{2} - \\
&\quad \frac{E}{C} \frac{(D_6 + D_p)}{2} \\
L_3 &= (360 + 13 + 260) + \frac{3,14}{2} (300 + 50) + \\
&\quad \frac{(300 - 50)^2}{8 \cdot 360} + \frac{(300 + 60)^2}{8 \cdot 360} + \frac{(50 - 60)^2}{8 \cdot 260} - \\
&\quad \frac{13}{55} \frac{2}{(50 + 60)} - \frac{260}{55} \frac{2}{(300 + 60)} \\
L_3 &= 633 + 549,5 + 21,7 + 45 + 0,048 - 232,7 \\
&\quad - 38,077 \\
L_3 &= 978,471 \text{ mm} \\
L_3 &= 0,978 \text{ m}
\end{aligned}$$

Dari tabel dimensi belt (Lampiran D₅) dapat dipilih belt I dengan ukuran 991 mm, belt II dengan ukuran 1194 mm dan belt III dengan ukuran 991 mm.

4.4.5 Gaya – gaya pada belt

a. Gaya tarik efektif

Gaya tarik efektif dapat diketahui dengan menggunakan rumus (2.17):

- Pada belt I :

$$\begin{aligned}
F_{ef_1} &= \frac{102 \cdot P_d}{v_1} \\
F_{ef_1} &= \frac{102 \cdot 1 \text{ Hp}}{4,396 \text{ m/s}} \\
F_{ef_1} &= 23,20 \text{ kgf} \times \frac{9,8 \text{ N}}{1 \text{ kgf}} \\
F_{ef_1} &= 227,36 \text{ N}
\end{aligned}$$

- Pada belt II :

$$F_{ef_2} = \frac{102 \cdot P_d}{v_2}$$

$$F_{ef_2} = \frac{102 \cdot 1 \text{ Hp}}{4,39 \text{ m/s}}$$

$$F_{ef_2} = 23,23 \text{ kgf} \times \frac{9,8 \text{ N}}{1 \text{ kgf}}$$

$$F_{ef_2} = 227,65 \text{ N}$$

- Pada belt III :

$$F_{ef_3} = \frac{102 \cdot P_d}{v_3}$$

$$F_{ef_3} = \frac{102 \cdot 1 \text{ Hp}}{0,49 \text{ m/s}}$$

$$F_{ef_3} = 208,16 \text{ kgf} \times \frac{9,8 \text{ N}}{1 \text{ kgf}}$$

$$F_{ef_3} = 2039,97 \text{ N}$$

b. Gaya akibat overload factor

Overload factor (β) diketahui mempunyai nilai 1,3 , maka untuk mengetahui gayanya digunakan rumus (2.18)

- Pada belt I :

$$F_{rated_1} = \beta \cdot F_{e_1}$$

$$F_{rated_1} = 1,3 \cdot 227,36 \text{ N}$$

$$F_{rated_1} = 295,57 \text{ N}$$

- Pada belt II :

$$F_{rated_2} = \beta \cdot F_{e_2}$$

$$F_{rated_2} = 1,3 \cdot 227,65 \text{ N}$$

$$F_{rated_2} = 295,94 \text{ N}$$

- Pada belt III :

$$F_{rated_3} = \beta \cdot F_{e_3}$$

$$F_{rated_3} = 1,3 \cdot 2039,97 \text{ N}$$

$$F_{rated_3} = 2651,96 \text{ N}$$

c. Sudut kontak

Sudut kontak yang terjadi antara belt dan pulley dapat dihitung dengan persamaan :

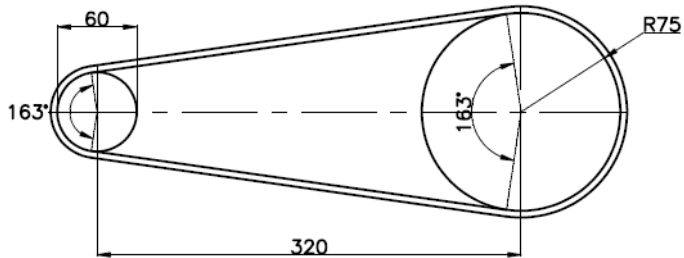
- Pada belt I (pasangan pulley 1 dan 2)

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{C} \cdot 60^\circ$$

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{150 - 60}{320} \cdot 60^\circ$$

$$\alpha_1 = 180^\circ - 16,875^\circ$$

$$\alpha_1 = 163,125^\circ$$



Gambar 4.8 Sudut kontak belt I

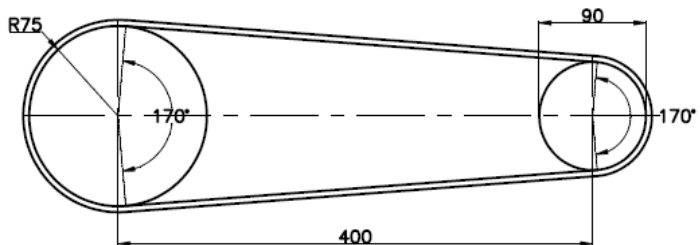
- Pada belt II (pasangan pulley 3 dan 4)

$$\alpha_2 = 180^\circ - \frac{D_4 - D_3}{C} \cdot 60^\circ$$

$$\alpha_2 = 180^\circ - \frac{150 - 90}{400} \cdot 60^\circ$$

$$\alpha_2 = 180^\circ - 9^\circ$$

$$\alpha_2 = 171^\circ$$



Gambar 4.9 Sudut kontak belt II

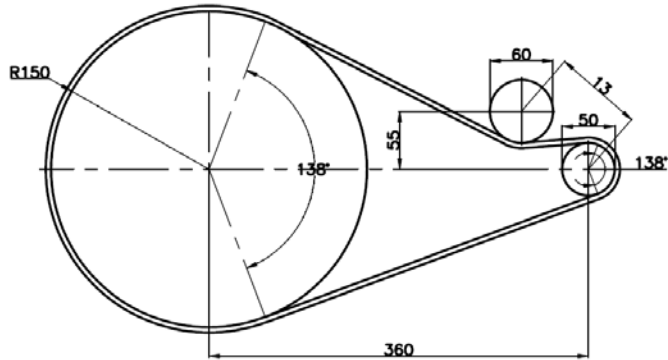
- Pada belt III (pasangan pulley 3 dan 4)

$$\alpha_3 = 180^\circ - \frac{D_6 - D_5}{A} \cdot 60^\circ + \left(\frac{D_5 + D_p - 2E}{2A_p} \right)$$

$$\alpha_3 = 180^\circ - \frac{300 - 50}{360} \cdot 60^\circ + \left(\frac{50 + 60 - 2.55}{2.13} \right)$$

$$\alpha_3 = 180^\circ - 41,66^\circ - 0$$

$$\alpha_3 = 138,34^\circ$$



Gambar 4.10 Sudut kontak belt III

Dimana 1 *rad* = 57,32° sehingga :

$$\alpha_1 = \frac{163,125^\circ}{57,32^\circ} = 2,84 \text{ rad}$$

$$\alpha_2 = \frac{171^\circ}{57,32^\circ} = 2,98 \text{ rad}$$

$$\alpha_3 = \frac{138,34^\circ}{57,32^\circ} = 2,41 \text{ rad}$$

d. Gaya keliling pada belt

Gaya keliling pada belt diketahui dengan persamaan sebagai berikut :

- Gaya keliling pada pulley 1

$$F_{e_1} = \frac{T_1}{r_1}$$

$$F_{e_1} = \frac{511,57 \text{ kgmm}}{60 \text{ mm}}$$

$$F_{e_1} = 8,52 \text{ kgf}$$

- Gaya keliling pada pulley 2

$$F_{e_2} = \frac{T_2}{r_2}$$

$$F_{e_2} = \frac{1278,93 \text{ kgmm}}{150 \text{ mm}}$$

$$F_{e_2} = 8,52 \text{ kgf}$$

- Gaya keliling pada pulley 3

$$F_{e_3} = \frac{T_3}{r_3}$$

$$F_{e_3} = \frac{767,36 \text{ kgmm}}{90 \text{ mm}}$$

$$F_{e_3} = 8,52 \text{ kgf}$$

- Gaya keliling pada pulley 4

$$F_{e_4} = \frac{T_4}{r_4}$$

$$F_{e_4} = \frac{1278,93 \text{ kgmm}}{150 \text{ mm}}$$

$$F_{e_4} = 8,52 \text{ kgf}$$

- Gaya keliling pada pulley 5

$$F_{e_5} = \frac{T_5}{r_5}$$

$$F_{e_5} = \frac{3836,92 \text{ kgmm}}{50 \text{ mm}}$$

$$F_{e_5} = 76,74 \text{ kgf}$$

- Gaya keliling pada pulley 6

$$F_{e_6} = \frac{T_6}{r_6}$$

$$F_{e_6} = \frac{23021,53 \text{ kgmm}}{300 \text{ mm}}$$

$$F_{e_6} = 76,74 \text{ kgf}$$

Sehingga gaya tarik pada belt dapat diketahui dengan

persamaan (2.19):

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu\alpha}$$

Dimana :

F_1 = Gaya tarik pada sisi kencang (*kgf*)

F_2 = Gaya tarik pada sisi kendur (*kgf*)

μ = Koefisien gesek (0,3)

α = Sudut kontak (*rad*)

- Gaya tarik pada belt I (pasangan pulley 1 dan 2)

$$\frac{F_{1a}}{F_{2a}} = e^{0,3 \cdot 2,88}$$

$$\frac{F_{1a}}{F_{2a}} = 2,372$$

$$F_{1a} = 2,372 \cdot F_{2a}$$

$$F_{e1} = F_{1a} - F_{2a}$$

$$F_{e1} = 2,372 \cdot F_{2a} - F_{2a}$$

$$F_{e1} = 1,372 \cdot F_{2a}$$

$$F_{2a} = \frac{F_{e1}}{1,372}$$

$$F_{2a} = \frac{8,52 \text{ kgf}}{1,372}$$

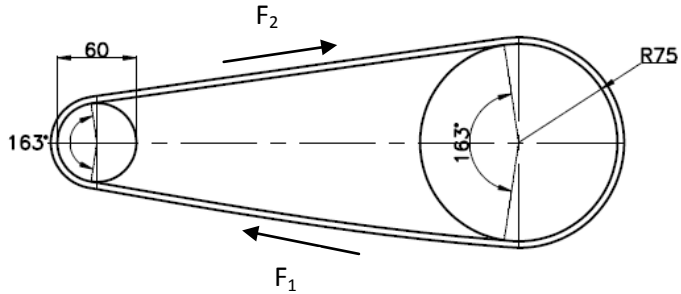
$$F_{2a} = 6,21 \text{ kgf}$$

$$F_{1a} = 2,372 \cdot F_2$$

$$F_{1a} = 2,372 \cdot 6,21$$

$$F_{1a} = 14,73 \text{ kgf}$$

Gaya tarik pada sisi kendur (F_{2a}) = 6,21 *kgf* dan gaya tarik pada sisi kencang (F_{1a}) = 14,73 *kgf*



Gambar 4.11 Gaya tarik pada belt I

- Gaya tarik pada belt II (pasangan pulley 3 dan 4)

$$\frac{F_{1b}}{F_{2b}} = e^{0,3.2,96}$$

$$\frac{F_{1b}}{F_{2b}} = 2,43$$

$$F_{1b} = 2,43 \cdot F_{2b}$$

$$F_{e2} = F_{1b} - F_{2b}$$

$$F_{e2} = 2,43 \cdot F_{2b} - F_{2b}$$

$$F_{e2} = 1,43 \cdot F_{2b}$$

$$F_{2b} = \frac{F_{e2}}{1,43}$$

$$F_{2b} = \frac{8,52 \text{ kgf}}{1,43}$$

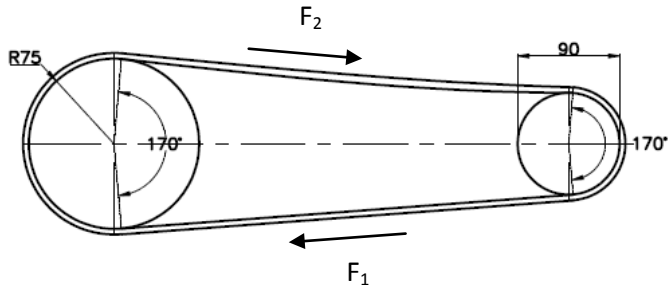
$$F_{2b} = 5,96 \text{ kgf}$$

$$F_{1b} = 2,43 \cdot F_{2b}$$

$$F_{1b} = 2,43 \cdot 5,96$$

$$F_{1b} = 14,48 \text{ kgf}$$

Gaya tarik pada sisi kendur (F_{2b}) = 5,96 kgf dan gaya tarik pada sisi kencang (F_{1b}) = 14,48 kgf



Gambar 4.12 Gaya tarik pada belt II

- Gaya tarik pada belt III (pasangan pulley 5 dan 6)

$$\frac{F_{1c}}{F_{2c}} = e^{0,3,2,41}$$

$$\frac{F_{1c}}{F_{2c}}$$

$$\frac{F_{1c}}{F_{2c}} = 2,06$$

$$F_{1c} = 2,06 \cdot F_{2c}$$

$$F_{e3} = F_{1c} - F_{2c}$$

$$F_{e3} = 2,06 \cdot F_{2c} - F_{2c}$$

$$F_{e3} = 1,06 \cdot F_{2c}$$

$$F_{2c} = \frac{F_{e3}}{1,06}$$

$$F_{2c} = \frac{76,74 \text{ kgf}}{1,06}$$

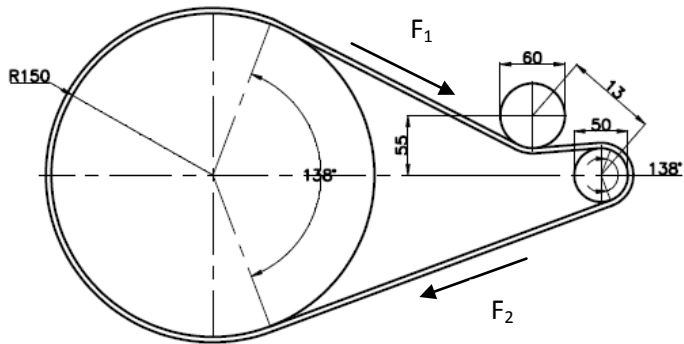
$$F_{2c} = 72,4 \text{ kgf}$$

$$F_{1c} = 2,06 \cdot F_{2c}$$

$$F_{1c} = 2,06 \cdot 72,4$$

$$F_{1c} = 149,144 \text{ kgf}$$

Gaya tarik pada sisi kendur (F_{2c}) = 72,4 kgf dan gaya tarik pada sisi kencang (F_{1c}) = 149,144 kgf



Gambar 4.12 Gaya tarik pada belt III

4.4.6 Tegangan maksimal pada belt (σ_{max})

Dari tabel D₈, dipilih bahan belt dari Rubber Canvas, yang diketahui $\gamma = 1,25 \text{ kg/dm}^3$ dan nilai modulus elastisitas (E_b) = 800 kg/cm^2 . Sehingga tegangan maksimal yang ditimbulkan oleh pasangan pulley dapat diketahui dengan persamaan (2.23). Jumlah belt (Z) adalah 1, sedangkan tegangan awal dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$\sigma_0 = \frac{F_0}{A}$$

Dimana : $F_0 = \frac{F_1 + F_2}{2}$

- Pada belt I :

$$F_{0a} = \frac{F_{1a} + F_{2a}}{2}$$

$$F_{0a} = \frac{14,73 \text{ kgf} + 6,21 \text{ kgf}}{2}$$

$$F_{0a} = 10,47 \text{ kgf}$$

$$\sigma_{0a} = \frac{F_{0a}}{A}$$

$$\sigma_{0a} = \frac{10,47 \text{ kgf}}{0,81 \text{ cm}^2}$$

$$\sigma_{0a} = 12,93 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{max_1} = \sigma_{0a} + \frac{F_{e_1}}{2 \cdot Z \cdot A} + E_b \frac{h}{D_{min}} + \gamma \frac{v_1^2}{10 \cdot g}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{max_1} &= 12,93 \frac{kg}{cm^2} + \frac{8,52 \text{ kgf}}{2.1.0,81 \text{ cm}^2} \\ &\quad + 800 \frac{kg}{cm^2} \frac{8mm}{60mm} \\ &\quad + 1,25 \frac{kg}{dm^3} \frac{(4,396 \text{ m/s})^2}{10,9,8 \text{ m/s}^2}\end{aligned}$$

$$\sigma_{max_1} = 12,93 + 5,26 + 106,67 + 0,0003$$

$$\sigma_{max_1} = 124,86 \frac{kg}{cm^2}$$

- Pada belt II :

$$\begin{aligned}F_{0_b} &= \frac{F_{1_b} + F_{2_b}}{2} \\ F_{0_b} &= \frac{14,48 \text{ kgf} + 5,96 \text{ kgf}}{2} \\ F_{0_b} &= 10,22 \text{ kgf}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{0_b} &= \frac{F_{0_b}}{A} \\ \sigma_{0_b} &= \frac{10,22 \text{ kgf}}{0,81 \text{ cm}^2} \\ \sigma_{0_b} &= 12,62 \frac{kg}{cm^2}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{max_2} &= \sigma_{0_b} + \frac{F_{e_2}}{2.Z.A} + E_b \frac{h}{D_{min}} + \gamma \frac{v_2^2}{10.g} \\ \sigma_{max_2} &= 12,62 \frac{kg}{cm^2} + \frac{8,52 \text{ kgf}}{2.1.0,81 \text{ cm}^2} \\ &\quad + 800 \frac{kg}{cm^2} \frac{8mm}{90mm} \\ &\quad + 1,25 \frac{kg}{dm^3} \frac{(4,39 \text{ m/s})^2}{10,9,8 \text{ m/s}^2}\end{aligned}$$

$$\sigma_{max_2} = 12,62 + 5,26 + 71,11 + 0,0002$$

$$\sigma_{max_2} = 89,02 \frac{kg}{cm^3}$$

- Pada belt III :

$$\begin{aligned}
F_{0c} &= \frac{F_{1c} + F_{2c}}{2} & \sigma_{0c} &= \frac{F_{0c}}{A} \\
F_{0c} &= \frac{149,144 \text{ kgf} + 72,4 \text{ kgf}}{2} & \sigma_{0c} &= \frac{110,77 \text{ kgf}}{0,81 \text{ cm}^2} \\
F_{0c} &= 110,77 \text{ kgf} & \sigma_{0c} &= 136,75 \text{ kg/cm}^2
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\sigma_{max_3} &= \sigma_{0c} + \frac{F_{e_3}}{2 \cdot Z \cdot A} + E_b \frac{h}{D_{min}} + \gamma \frac{v_3^2}{10 \cdot g} \\
\sigma_{max_3} &= 136,75 \text{ kg/cm}^2 + \frac{76,74 \text{ kgf}}{2 \cdot 1.0,81 \text{ cm}^2} \\
&\quad + 800 \text{ kg/cm}^2 \frac{8 \text{ mm}}{50 \text{ mm}} \\
&\quad + 1,25 \text{ kg/dm}^3 \frac{(0,49 \text{ m/s})^2}{10,9,8 \text{ m/s}^2} \\
\sigma_{max_3} &= 136,75 + 47,37 + 128 + (3,06 \times 10^{-6}) \\
\sigma_{max_3} &= 312,12 \text{ kg/cm}^3
\end{aligned}$$

4.4.7 Prediksi umur belt

Umur belt dapat diprediksi dengan menggunakan persamaan (2.26)

$$H = \frac{N_{base}}{3600 \cdot u \cdot X} \left[\frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right]^m$$

Dimana :

- H = Umur belt (jam)
- N_{base} = Basis dari *fatigue test* (10^7) (cycle)
- σ_{max} = Tegangan maksimum belt (kg/cm^2)
- σ_{fat} = *Fatigue limit* (90 kg/cm^2 untuk V-belt)
- X = Jumlah *pulley* yang berputar
- u = Jumlah putaran (*putaran/det*)
- m = Jenis belt (8 untuk jenis V-belt)

sebelum menghitung umur belt, lebih dahulu harus diketahui jumlah putaran belt (u) dengan persamaan :

$$u = \frac{v}{L}$$

- Prediksi umur belt I :

$$\begin{aligned} u_1 &= \frac{v_1}{L_1} \\ u_1 &= \frac{4,396 \text{ m/s}}{0,976 \text{ m}} \\ u_1 &= 4,5 \text{ putaran/det} \\ H_1 &= \frac{N_{base}}{3600 \cdot u_1 \cdot X} \left[\frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max_1}} \right]^m \\ H_1 &= \frac{10^7}{3600 \cdot 4,5 \cdot 2} \left[\frac{90}{124,86} \right]^8 \\ H_1 &= 308,64 \cdot 0,073 \\ H_1 &= 22,53 \text{ jam} \end{aligned}$$

- Prediksi umur belt II :

$$\begin{aligned} u_2 &= \frac{v_2}{L_2} \\ u_2 &= \frac{4,39 \text{ m/s}}{1,179 \text{ m}} \\ u_2 &= 3,72 \text{ putaran/det} \\ H_2 &= \frac{N_{base}}{3600 \cdot u_2 \cdot X} \left[\frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max_2}} \right]^m \\ H_2 &= \frac{10^7}{3600 \cdot 3,72 \cdot 2} \left[\frac{90}{89,02} \right]^8 \\ H_2 &= 373,36 \cdot 1,09 \\ H_2 &= 406,96 \text{ jam} \end{aligned}$$

- Prediksi umur belt III :

$$\begin{aligned} u_3 &= \frac{v_3}{L_3} \\ u_3 &= \frac{0,49 \text{ m/s}}{0,978 \text{ m}} \end{aligned}$$

$$u_3 = 0,5 \text{ putaran/det}$$

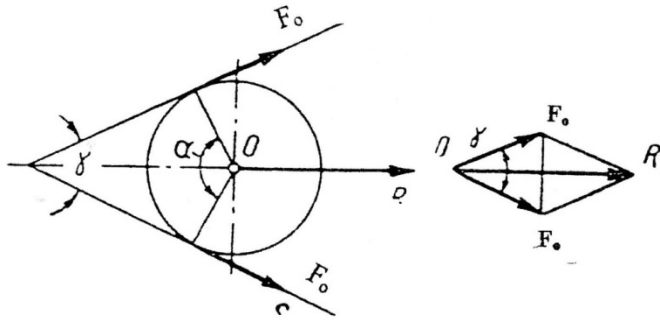
$$H_3 = \frac{N_{base}}{3600 \cdot u_3 \cdot X} \left[\frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max_3}} \right]^m$$

$$H_3 = \frac{10^7}{3600 \cdot 0,5 \cdot 2} \left[\frac{90}{312,12} \right]^8$$

$$H_3 = 2777,78 \cdot (6,56 \times 10^{-5})$$

$$H_3 = 0,182 \text{ jam}$$

4.4.8 Gaya yang diterima poros pulley



Gambar 4.14 Diagram gaya yang diterima poros

Perhitungan gaya yang diterima poros pulley dapat diketahui dengan persamaan :

$$F_R = \frac{F_e}{\varphi_0} \cdot \sin \frac{\alpha}{2}$$

Dimana :

F_R = Gaya yang diterima poros pulley (kgf)

F_e = Gaya keliling pada belt (kgf)

φ_0 = Pull factor (0,7)

α = sudut kontak ($^\circ$)

Karena pulley yang dipasangkan dengan poros pengaduk adalah pulley 6, maka gaya yang diterima poros adalah :

- $$F_R = \frac{F_{e3}}{\varphi_0} \cdot \sin \frac{\alpha_3}{2}$$

$$F_R = \frac{76,74 \text{ kgf}}{0,7} \cdot \sin \frac{138,34^\circ}{2}$$

$$F_R = 97,02 \text{ kgf}$$

Pada poros pengaduk, gaya yang diterima adalah 97,02 kgf.

4.5 Perencanaan Poros

4.5.1 Perhitungan poros pada pulley pengaduk

Pada bagian pengaduk terdapat 1 buah poros dan 1 buah pulley yang digerakkan, dimana diketahui berat pulley 40 kg.

- Berat pulley

$$W_{pulley} = 40 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$W_{pulley} = 392,4 \text{ N}$$
- Berat pengaduk

$$W_{pengaduk} = 3 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2$$

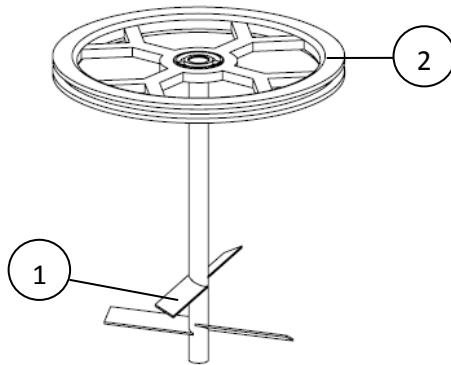
$$W_{pengaduk} = 29,43 \text{ N}$$
- Momen torsi (M_t)

$$M_t = 716200 \cdot \frac{N}{n_{poros}}$$

$$M_t = 716200 \cdot \frac{1 \text{ Hp}}{466,65 \text{ rpm}}$$

$$M_t = 1534,77 \text{ kgmm}$$

Skema poros pengaduk

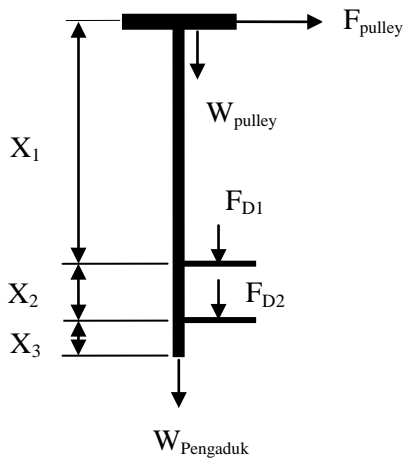


Gambar 4.15 Poros Pengaduk

Keterangan :

1. Pisau pengaduk
2. Pulley 6

Free Body Diagram



Gambar 4.16 Free Body diagram perencanaan poros

Diketahui : $X_1 = 225 \text{ mm}$

$$\begin{aligned}
X_2 &= 60 \text{ mm} \\
X_3 &= 40 \text{ mm} \\
F_{\text{pulley}} &= 97,02 \text{ kgf} \\
W_{\text{pulley}} &= 392,4 \text{ N} = 3845,52 \text{ kgf} \\
W_{\text{pengaduk}} &= 29,43 \text{ N} = 288,414 \text{ kgf}
\end{aligned}$$

$$+\downarrow \Sigma F_y = 0$$

$$W_{\text{pulley}} + W_{\text{pengaduk}} + F_{D_1} + F_{D_2} = 0$$

$$\begin{aligned}
3854,52 \text{ kgf} + 288,414 \text{ kgf} + F_{D_1} + F_{D_2} &= 0 \\
-4142,934 \text{ kgf} &= F_{D_1} + F_{D_2} \dots\dots\dots (1)
\end{aligned}$$

$$+\rightarrow \Sigma F_x = 0$$

$$F_{\text{pulley}} = 0$$

$$\curvearrowright +\Sigma M_a = 0$$

$$F_{\text{pulley}} \cdot (X_1 + X_2 + X_3) + W_{\text{pulley}} \cdot (X_1 + X_2 + X_3) + W_{\text{pengaduk}} + F_{D_1} \cdot (X_2 + X_3) = 0$$

$$97,02 \text{ kgf} \cdot 325 \text{ mm} + 3845,52 \text{ kgf} \cdot 325 \text{ mm} + 288,414 \text{ mm} + F_{D_1} \cdot 100 \text{ mm} = 0$$

$$F_{D_1} = \frac{31531,5 \text{ kgmm} + 1249794 \text{ kgmm} + 288,414 \text{ mm}}{-100 \text{ mm}}$$

$$F_{D_1} = -12816,139 \text{ kgf}$$

Substitusikan ke pers. (1) :

$$-4142,934 \text{ kgf} = F_{D_1} + F_{D_2}$$

$$-4142,934 \text{ kgf} = -12816,139 \text{ kgf} + F_{D_2}$$

$$F_{D_2} = 12816,139 \text{ kgf} - 4142,934 \text{ kgf}$$

$$F_{D_2} = 8673,205 \text{ kgf}$$

Jadi, gaya yang terjadi di bagian pisau pengaduk atas (F_{D_1}) adalah 12816,139 kgf dan pada bagian pisau pengaduk bawah (F_{D_2}) adalah 8673,205 kgf.

4.5.2 Momen bending pada poros pengaduk

Momen bending yang terjadi pada tiap titik yang dikenai

gaya adalah :

Momen bending pada poros yang dikenai gaya F_{D2} :

$$M_{B_1} = F_{pulley} \cdot (X_1 + X_2) - F_{D_1} \cdot X_2$$

$$M_{B_1} = 97,02 \text{ kgf} \cdot (225 \text{ mm} + 60 \text{ mm}) - 12816,139 \text{ kgf} \cdot 60 \text{ mm}$$

$$M_{B_1} = 27650,7 \text{ kgmm} - 768968,34 \text{ kgmm}$$

$$M_{B_1} = -741317,64 \text{ kgmm}$$

Momen bending pada poros yang dikenai gaya F_{D1} :

$$M_{B_2} = F_{pulley} \cdot X_1$$

$$M_{B_2} = 97,02 \text{ kgf} \cdot 225 \text{ mm}$$

$$M_{B_2} = 21829,5 \text{ kgmm}$$

BAB V

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Dari analisa perencanaan dan perhitungan yang telah dilakukan, didapat data – data dan kesimpulan sebagai berikut :

1. Daya yang dibutuhkan pada alat pengaduk adalah *0,038 Hp*.
Dan realita pemakaian motor dipakai motor dengan spesifikasi daya *1 Hp* dan putaran motor *1400 rpm*. Sedangkan gaya yang dihasilkan pada proses pengadukan adalah *5,46 N* dengan kecepatan pengaduk *466,65 rpm*.
2. Pada system transmisi didapatkan :
 - Jenis belt yang digunakan yaitu tipe A.
 - Panjang belt pada pasangan pulley 1 dan 2 adalah *976 mm*. Umur belt 1 sebesar *22,53 jam kerja*.
 - Panjang belt pada pasangan pulley 3 dan 4 adalah *1179 mm*. Umur belt 2 sebesar *406,96 jam kerja*
 - Panjang belt pada pasangan pulley 5 dan 6 adalah *978 mm*. Umur belt 3 sebesar *0,182 jam kerja*
 - Bahan poros pengaduk ST60 dan berdiameter *20 mm*.
 - Bantalan yang digunakan jenis gelinding (*ball bearing-single row- deep groove*) dengan data :

$D = 52 \text{ mm}$ $B = 15 \text{ mm}$ $C_o = 1620 \text{ lb}$ $C = 2430 \text{ lb}$

5.2 Saran

Dari hasil perencanaan, perhitungan hingga perwujudan alat menunjukkan operasi mesin berjalan baik. penulis mencermati pada bagian efisiensi, dimana dengan menggabungkan mesin pamarut dan pengaduk adonan kerupuk sermier akan jauh lebih efisien bila dibandingkan dengan proses yang terpisah. Tetapi perlu adanya penyempurnaan dengan pembaharuan terutama pada pengaduk yang dapat mengaduk lebih dari *36 kg/jam* agar

kapasitas dapat lebih banyak dan produksi kerupuk sermier akan semakin meningkat.

DAFTAR PUSTAKA

- Deutschman, Aaron D., Walter J Michels, Charles E Wilson. 1975. *Machine Design Theory and Practice*. New York: Macmillan Publishing Co.Inc
- Dobrovolsky, K Zablonsky, S. Max, A Radchik, L. Erlikh. *Machine Element*. Moskow: Peace Publishing Co.
- Hibbeler, R. C. 2001. *Engineering Mechanics Dynamics*. Upper Saddle River, Prentice-Hall
- Molt Robert L. P. E. 2004. *Machine Elements Design Forth Edition*. Pearson Prentice Hall
- Sto, G. Takeshi. 2000. *Menggambar Mesin Menurut Standart ISO*. PT. Pradnya Paramita, Jakarta.
- Suhariyanto. 2002. *Diktat Elemen Mesin I*. Surabaya: Program Studi D3 Teknik Mesin ITS
- Suhariyanto, Hadi, Syamsul. 2002. *Diktat Elemen Mesin I*. Surabaya: Program Studi D3 Teknik Mesin ITS
- Sularso, Suga, Kiyokatsu. 1991. *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin 10th Edition*. Jakarta: PT. Pradnya Paramita

LAMPIRAN 1

Tabel A. Spesifikasi Motor

SINGLE-PHASE ELECTRIC MOTORS				SERIES		AS ASR AR		TECHNICAL DATA 220V, 50Hz									
TYPE	Rated Output		Parameters at Rated Output					Starting Characteristics				Capacitors		Weight			
	P_n		n_n	I_n	η	$\cos\phi$	I_s/I_n	M_s/M_n	M_{max}/M_n	CA	CB	Fe	Al				
	kW	HP	min ⁻¹	A	%	-	-	-	-	-	μF/V	μF/V	kg	kg			
AS SERIES	3000 min ⁻¹																
	AS 80 A2	0.37	0.50	2830	4.0	55	0.72	4.0	2.2	2.2	50/280	-	13.0	8.0			
	AS 80 B2	0.55	0.75	2830	5.2	60	0.78	4.3	2.8	2.0	100/280	-	14.0	9.0			
	AS 80 C2	0.75	1.00	2890	6.3	67	0.77	4.4	2.3	2.2	100/280	-	15.0	11.0			
	AS 90 SA2	0.75	1.00	2840	6.8	65	0.78	4.4	2.3	2.2	140/280	-	20.0	12.0			
	AS 90 SB2	1.10	1.50	2830	9.1	68	0.80	4.4	2.4	1.6	140/280	-	22.0	14.0			
	AS 90 LB2	1.50	2.00	2830	12.1	73	0.77	5.2	1.8	1.8	140/280	-	26.0	16.0			
	1500 min ⁻¹																
	AS 80 A4	0.25	0.34	1400	3.2	52	0.68	3.5	2.8	1.9	50/280	-	13.0	8.0			
	AS 80 B4	0.37	0.50	1400	4.3	55	0.71	4.2	2.8	2.0	80/280	-	14.0	9.0			
	AS 80 C4	0.55	0.75	1400	5.8	61	0.70	3.4	2.4	1.7	80/280	-	15.0	11.0			
	AS 90 SA4	0.55	0.75	1400	5.9	60	0.70	3.4	2.4	1.7	100/280	-	20.0	12.0			
	AS 90 SB4	0.75	1.00	1390	7.4	63	0.73	4.5	2.6	1.6	140/280	-	22.0	14.0			
	AS 90 LB4	1.10	1.50	1390	10.1	64	0.76	4.5	2.6	1.6	140/280	-	25.0	16.0			
ASR SERIES	3000 min ⁻¹																
	ASR 80 A2	0.55	0.75	2870	3.5	74	0.96	4.3	2.3	2.0	50/280	20/450	13.0	8.0			
	ASR 80 B2	0.75	1.00	2780	4.6	77	0.96	4.8	2.5	2.1	100/280	20/450	14.0	9.0			
	ASR 80 C2	1.10	1.50	2800	6.5	79	0.97	4.5	2.3	1.9	100/280	30/450	15.0	11.0			
	ASR 90 SA2	1.10	1.50	2800	6.5	80	0.97	4.5	2.3	1.9	140/280	30/450	20.0	12.0			
	ASR 90 SB2	1.50	2.00	2890	9.6	77	0.92	4.1	2.4	1.8	140/280	30/450	22.0	14.0			
	ASR 90 LB2	2.20	3.00	2890	13.6	75	0.98	5.2	1.6	1.8	140/280	30/450	26.0	16.0			
	ASR 100 LB2	3.00	4.00	2890	17.4	75	0.98	4.4	1.1	1.9	140/280	50/450	30.0	21.0			
	1500 min ⁻¹																
	ASR 80 A4	0.37	0.50	1450	2.9	63	0.89	4.8	2.5	1.7	50/280	12/450	13.0	8.0			
	ASR 80 B4	0.55	0.75	1420	4.0	67	0.93	5.1	2.6	1.8	80/280	16/450	14.0	9.0			
	ASR 80 C4	0.75	1.00	1410	5.5	69	0.95	4.7	2.3	1.6	80/280	20/450	15.0	11.0			
	ASR 90 SA4	0.75	1.00	1410	5.6	68	0.90	4.7	2.3	1.6	100/280	20/450	20.0	12.0			
	ASR 90 SB4	1.10	1.50	1390	7.6	70	0.94	4.3	2.1	1.6	140/280	30/450	22.0	14.0			
ASR 90 LB4	1.50	2.00	1400	9.8	72	0.96	4.4	1.7	1.7	140/280	30/450	25.0	16.0				
ASR 100 LB4	2.20	3.00	1430	14.3	73	0.95	4.3	1.4	1.9	140/280	50/450	30.0	21.0				
AR SERIES	3000 min ⁻¹																
	AR 71 A2	0.25	0.34	2810	1.9	63	0.96	3.4	0.40	2.0	-	10/450	-	5.0			
	AR 71 B2	0.37	0.50	2840	2.8	67	0.96	3.2	0.47	1.8	-	10/450	-	6.0			
	AR 71 C2	0.55	0.75	2840	4.2	66	0.94	3.4	0.40	2.2	-	12/450	-	7.0			
	AR 80 A2	0.55	0.75	2870	3.5	74	0.96	3.8	0.43	2.0	-	20/450	13.0	8.0			
	AR 80 B2	0.75	1.00	2900	4.6	77	0.96	4.2	0.35	2.1	-	30/450	14.0	9.0			
	AR 80 C2	1.10	1.50	2880	6.5	79	0.97	4.0	0.34	1.9	-	30/450	15.0	11.0			
	AR 90 SA2	1.10	1.50	2800	6.5	79	0.97	4.0	0.34	1.9	-	30/450	20.0	12.0			
	AR 90 SB2	1.50	2.00	2890	9.6	77	0.92	4.0	0.30	1.8	-	40/450	22.0	14.0			
	AR 90 LB2	2.20	3.00	2890	13.6	75	0.98	4.9	0.30	1.8	-	50/450	26.0	16.0			
	AR 100 LB2	3.00	4.00	2890	17.4	75	0.98	3.5	0.40	1.9	-	50/450	30.0	21.0			
	1500 min ⁻¹																
	AR 71 A4	0.18	0.25	1400	1.5	63	0.86	3.4	0.40	2.0	-	10/450	-	5.0			
	AR 71 B4	0.25	0.34	1400	2.0	63	0.90	3.2	0.42	1.8	-	10/450	-	6.0			
AR 71 C4	0.37	0.50	1400	2.9	63	0.92	3.4	0.40	2.2	-	12/450	-	7.0				
AR 80 A4	0.37	0.50	1450	2.9	65	0.89	4.2	0.4	1.7	-	20/450	13.0	8.0				
AR 80 B4	0.55	0.75	1420	4.0	67	0.93	4.6	0.4	1.8	-	30/450	14.0	9.0				
AR 80 C4	0.75	1.00	1410	5.5	69	0.95	4.2	0.4	1.6	-	30/450	15.0	11.0				
AR 90 SA4	0.75	1.00	1410	5.6	68	0.90	4.2	0.4	1.6	-	30/450	20.0	12.0				
AR 90 SB4	1.10	1.50	1390	7.6	70	0.94	4.0	0.35	1.8	-	40/450	22.0	14.0				
AR 90 LB4	1.50	2.00	1400	9.8	72	0.96	4.3	0.35	1.7	-	40/450	25.0	16.0				
AR 100 LB4	2.20	3.00	1430	14.3	73	0.95	4.2	0.35	1.9	-	60/450	30.0	21.0				

Tabel B₁. Konversi Satuan

TABLE. 1 <i>Conversion Factors</i>		
Area		
$1 \text{ mm}^2 = 1.0 \times 10^{-6} \text{ m}^2$	$1 \text{ ft}^2 = 144 \text{ in.}^2$	
$1 \text{ cm}^2 = 1.0 \times 10^{-4} \text{ m}^2 = 0.1550 \text{ in.}^2$	$1 \text{ in.}^2 = 6.4516 \text{ cm}^2 = 6.4516 \times 10^{-4} \text{ m}^2$	
$1 \text{ m}^2 = 10.7639 \text{ ft}^2$	$1 \text{ ft}^2 = 0.092903 \text{ m}^2$	
Conductivity		
$1 \text{ W/m-K} = 1 \text{ J/s-m-K}$		
$= 0.577789 \text{ Btu/h-ft-R}$	$1 \text{ Btu/h-ft-R} = 1.730735 \text{ W/m-K}$	
Density		
$1 \text{ kg/m}^3 = 0.06242797 \text{ lbm/ft}^3$	$1 \text{ lbm/ft}^3 = 16.01846 \text{ kg/m}^3$	
$1 \text{ g/cm}^3 = 1000 \text{ kg/m}^3$		
$1 \text{ g/cm}^3 = 1 \text{ kg/L}$		
Energy		
$1 \text{ J} = 1 \text{ N-m} = 1 \text{ kg-m}^2/\text{s}^2$		
$1 \text{ J} = 0.737562 \text{ lbf-ft}$	$1 \text{ lbf-ft} = 1.355818 \text{ J}$	
$1 \text{ cal (Int.)} = 4.1868 \text{ J}$	$= 1.28507 \times 10^{-3} \text{ Btu}$	
	$1 \text{ Btu (Int.)} = 1.055056 \text{ kJ}$	
	$= 778.1693 \text{ lbf-ft}$	
$1 \text{ erg} = 1.0 \times 10^{-7} \text{ J}$		
$1 \text{ eV} = 1.60217733 \times 10^{-19} \text{ J}$		
Force		
$1 \text{ N} = 0.224809 \text{ lbf}$	$1 \text{ lbf} = 4.448222 \text{ N}$	
$1 \text{ kp} = 9.80665 \text{ N} (1 \text{ kgf})$		
Gravitation		
$g = 9.80665 \text{ m/s}^2$	$g = 32.17405 \text{ ft/s}^2$	
Heat capacity, specific entropy		
$1 \text{ kJ/kg-K} = 0.238846 \text{ Btu/lbm-R}$	$1 \text{ Btu/lbm-R} = 4.1868 \text{ kJ/kg-K}$	
Heat flux (per unit area)		
$1 \text{ W/m}^2 = 0.315098 \text{ Btu/h-ft}^2$	$1 \text{ Btu/h-ft}^2 = 3.15459 \text{ W/m}^2$	
Heat transfer coefficient		
$1 \text{ W/m}^2\text{-K} = 0.17611 \text{ Btu/h-ft}^2\text{-R}$	$1 \text{ Btu/h-ft}^2\text{-R} = 5.67826 \text{ W/m}^2\text{-K}$	
Length		
$1 \text{ mm} = 0.001 \text{ m} = 0.1 \text{ cm}$	$1 \text{ ft} = 12 \text{ in.}$	
$1 \text{ cm} = 0.01 \text{ m} = 10 \text{ mm} = 0.39370 \text{ in.}$	$1 \text{ in.} = 2.54 \text{ cm} = 0.0254 \text{ m}$	
$1 \text{ m} = 3.28084 \text{ ft} = 39.370 \text{ in.}$	$1 \text{ ft} = 0.3048 \text{ m}$	
$1 \text{ km} = 0.621371 \text{ mi}$	$1 \text{ mi} = 1.609344 \text{ km}$	
$1 \text{ mi} = 1609.3 \text{ m (US statute)}$	$1 \text{ yd} = 0.9144 \text{ m}$	

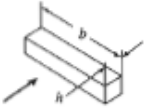






Tabel B₂. Konversi Satuan

TABLE (Continued) <i>Conversion Factors</i>		
Specific kinetic energy (V^2)		
$1 \text{ m}^2/\text{s}^2 = 0.001 \text{ kJ/kg}$		$1 \text{ ft}^2/\text{s}^2 = 3.9941 \times 10^{-3} \text{ Btu/lbm}$
$1 \text{ kJ/kg} = 1000 \text{ m}^2/\text{s}^2$		$1 \text{ Btu/lbm} = 25037 \text{ ft}^2/\text{s}^2$
Specific potential energy (Zg)		
$1 \text{ m} \cdot g_{\text{std}} = 9.80665 \times 10^{-3} \text{ kJ/kg}$		$1 \text{ ft} \cdot g_{\text{std}} = 1.0 \text{ lbf} \cdot \text{ft/lbm}$
$= 4.21607 \times 10^{-3} \text{ Btu/lbm}$		$= 0.001285 \text{ Btu/lbm}$
		$= 0.002989 \text{ kJ/kg}$
Specific volume		
$1 \text{ cm}^3/\text{g} = 0.001 \text{ m}^3/\text{kg}$		
$1 \text{ cm}^3/\text{g} = 1 \text{ L/kg}$		
$1 \text{ m}^3/\text{kg} = 16.01846 \text{ ft}^3/\text{lbm}$		$1 \text{ ft}^3/\text{lbm} = 0.062428 \text{ m}^3/\text{kg}$
Temperature		
$1 \text{ K} = 1^\circ\text{C} = 1.8 \text{ R} = 1.8 \text{ F}$		$1 \text{ R} = (5/9) \text{ K}$
$\text{TC} = \text{TK} - 273.15$		$\text{TF} = \text{TR} - 459.67$
$= (\text{TF} - 32)/1.8$		$= 1.8 \text{ TC} + 32$
$\text{TK} = \text{TR}/1.8$		$\text{TR} = 1.8 \text{ TK}$
Universal Gas Constant		
$R = N_A k = 8.31451 \text{ kJ/kmol} \cdot \text{K}$		$R = 1.98589 \text{ Btu/lbmol} \cdot \text{R}$
$= 1.98589 \text{ kcal/kmol} \cdot \text{K}$		$= 1545.36 \text{ lbf} \cdot \text{ft/lbmol} \cdot \text{R}$
$= 82.0578 \text{ atm} \cdot \text{L/kmol} \cdot \text{K}$		$= 0.73024 \text{ atm} \cdot \text{ft}^3/\text{lbmol} \cdot \text{R}$
		$= 10.7317 (\text{lb} \cdot \text{ft}/\text{in}^2) \cdot \text{ft}^3/\text{lbmol} \cdot \text{R}$
Velocity		
$1 \text{ m/s} = 3.6 \text{ km/h}$		$1 \text{ ft/s} = 0.681818 \text{ mi/h}$
$= 3.28084 \text{ ft/s}$		$= 0.3048 \text{ m/s}$
$= 2.23694 \text{ mi/h}$		$= 1.09728 \text{ km/h}$
$1 \text{ km/h} = 0.27778 \text{ m/s}$		$1 \text{ mi/h} = 1.46667 \text{ ft/s}$
$= 0.91134 \text{ ft/s}$		$= 0.44704 \text{ m/s}$
$= 0.62137 \text{ mi/h}$		$= 1.609344 \text{ km/h}$
Volume		
$1 \text{ m}^3 = 35.3147 \text{ ft}^3$		$1 \text{ ft}^3 = 2.831685 \times 10^{-2} \text{ m}^3$
$1 \text{ L} = 1 \text{ dm}^3 = 0.001 \text{ m}^3$		$1 \text{ in}^3 = 1.6387 \times 10^{-3} \text{ m}^3$
$1 \text{ Gal (US)} = 3.785412 \text{ L}$		$1 \text{ Gal (UK)} = 4.546090 \text{ L}$
$= 3.785412 \times 10^{-3} \text{ m}^3$		$1 \text{ Gal (US)} = 231.00 \text{ in}^3$

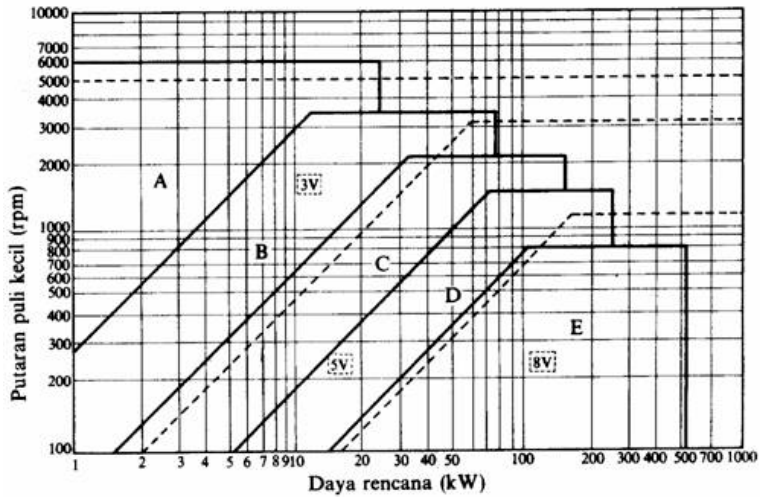
Tabel B₃. Konversi Satuan

TABLE (Continued) <i>Conversion Factors</i>			
Mass			
1 kg	= 2.204 623 lbm	1 lbm	= 0.453 592 kg
1 tonne	= 1000 kg	1 slug	= 14.5939 kg
1 grain	= 6.47989×10^{-5} kg	1 ton	= 2000 lbm
Moment (torque)			
1 N-m	= 0.737 562 lbf-ft	1 lbf-ft	= 1.355 818 N-m
Momentum (mV)			
1 kg-m/s	= 7.232 94 lbm-ft/s	1 lbm-ft/s	= 0.138 256 kg-m/s
	= 0.224809 lbf-s		
Power			
1 W	= 1 J/s = 1 N-m/s	1 lbf-ft/s	= 1.355 818 W
	= 0.737 562 lbf-ft/s		= 4.626 24 Btu/h
1 kW	= 3412.14 Btu/h	1 Btu/s	= 1.055 056 kW
1 hp (metric)	= 0.735 499 kW	1 hp (UK)	= 0.7457 kW
			= 550 lbf-ft/s
			= 2544.43 Btu/h
1 ton of refrigeration	= 3.516 85 kW	1 ton of refrigeration	= 12 000 Btu/h
Pressure			
1 Pa	= 1 N/m ² = 1 kg/m-s ²	1 lbf/in. ²	= 6.894 757 kPa
1 bar	= 1.0×10^5 Pa = 100 kPa		
1 atm	= 101.325 kPa	1 atm	= 14.695 94 lbf/in. ²
	= 1.01325 bar		= 29.921 in. Hg [32 F]
	= 760 mm Hg [0°C]		= 33.899 ft H ₂ O [4°C]
	= 10.332 56 m H ₂ O [4°C]		
1 torr	= 1 mm Hg [0°C]	1 bar	= 0.986 923 bar
1 mm Hg [0°C]	= 0.133 322 kPa	1 in. Hg [0°C]	= 0.491 15 lbf/in. ²
1 m H ₂ O [4°C]	= 9.806 38 kPa	1 in. H ₂ O [4°C]	= 0.036 126 lbf/in. ²
Specific energy			
1 kJ/kg	= 0.42992 Btu/lbm	1 Btu/lbm	= 2.326 kJ/kg
	= 334.55 lbf-ft/lbm	1 lbf-ft/lbm	= 2.98907×10^{-3} kJ/kg
			= 1.28507×10^{-3} Btu/lbm

Tabel C₁. *Coefficient Drag*

Object	Diagram		$C_D (Re \geq 10^3)$
Square prism		$b/h = \infty$ $b/h = 1$	2.05 1.05
Disk			1.17
Ring			1.20 ^b
Hemisphere (open end facing flow)			1.42
Hemisphere (open end facing downstream)			0.38
C-section (open side facing flow)			2.30
C-section (open side facing downstream)			1.20

Tabel D₁. Pemilihan Belt



Tabel D₂. Ukuran Belt

Penampang sabuk-V	Diameter nominal (diameter lingkaran jarak bagi d_p)	α (°)	β (%)	L_e	K	K_a	e	f
A	71	34	11,95	9,2	4,5	8,0	15,0	10,0
	101	36	12,12					
	126 atau lebih	38	12,30					
B	125	34	15,86	12,5	5,5	9,5	19,0	12,5
	161	36	16,07					
	201 atau lebih	38	16,29					
C	200	34	21,18	16,9	7,0	12,0	25,5	17,0
	251	36	21,45					
	316 atau lebih	38	21,72					
D	355	36	30,77	24,6	9,5	15,5	37,0	24,0
	451 atau lebih	38	31,14					
E	500	36	36,95	28,7	12,7	19,3	44,5	29,0
	631 atau lebih	38	37,45					

Tabel D₃. Dimensi V-Belt

Type of belt	Cross-sectional			Design length of belt, L mm
	b mm	h mm	A mm ²	
O	10	6	0,47	400; 450; 560; 630; 710; 800; 900 1000; 1120; 1250; 1400; 1600 1800; 2000; 2240; 2500
A	13	8	0,81	560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120 1250; 1400; 1600; 1800; 2000 2240; 2500; 2800; 3150; 3550; 4000
B	17	10,5	1,38	800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400 1600; 1800; 2000; 2240; 2500 2800; 3150; 3550; 4000; 4500 5000; 5600; 6300
C	22	13,5	2,3	1800; 2000; 2240; 2500; 2800 3150; 3550; 4000; 4500; 5000 5600; 6300; 7100; 8000; 9000; 10.000
D	32	19	4,75	3150; 3550; 4000; 4500; 5000 5600; 6300; 7100; 8000; 9000 10.000; 11.000; 12.500; 14.000
E	38	23,5	6,95	4500; 5000; 5600; 7100 8000; 9000; 10.000; 11.200; 12.500 14.000; 16.000; 18.000
F	50	30	11,7	6300; 7100; 8000; 9000; 10.000 11.200; 12.500; 14.000; 16.000; 18.000

Tabel D₄. V-Belt Standar

Penampang A			Penampang B		
13	* 65	117	16	* 68	*120
14	* 66	*118	17	* 69	121
15	* 67	119	18	* 70	*122
16	* 68	*120	19	* 71	123
*17	* 69	121	20	* 72	124
*18	* 70	*122	21	* 73	*125
*19	* 71	123	22	* 74	126
*20	* 72	124	23	* 75	127
*21	* 73	*125	24	* 76	*128
*22	* 74	126	*25	* 77	129
*23	* 75	127	*26	* 78	*130
*24	* 76	*128	*27	* 79	131
*25	* 77	129	*28	* 80	132
*26	* 78	*130	*29	* 81	133
*27	* 79	131	*30	* 82	134
*28	* 80	132	*31	* 83	*135
*29	* 81	133	*32	* 84	136
*30	* 82	134	*33	* 85	137
*31	* 83	*135	*34	* 86	138
*32	* 84	136	*35	* 87	139
*33	* 85	137	*36	* 88	*140
*34	* 86	138	*37	* 89	141
*35	* 87	139	*38	* 90	142
*36	* 88	*140	*39	* 91	143
*37	* 89	141	*40	* 92	144
*38	* 90	142	*41	* 93	*145
*39	* 91	143	*42	* 94	146
*40	* 92	144	*43	* 95	147
*41	* 93	*145	*44	* 96	148
*42	* 94	146	*45	* 97	149
*43	* 95	147	*46	* 98	*150
*44	* 96	148	*47	* 99	151
*45	* 97	149	*48	*100	152
*46	* 98	*150	*49	101	153
*47	* 99	151	*50	*102	154
*48	*100	152	*51	103	*155
*49	101	153	*52	104	156
*50	*102	154	*53	*105	157
*51	103	*155	*54	106	158
*52	104	156	*55	107	159
*53	*105	157	*56	*108	*160
*54	106	158	*57	109	161
*55	107	159	*58	*110	162
*56	*108	*160	*59	111	163
*57	109	161	*60	*112	164
*58	*110	162	*61	113	*165
*59	111	163	*62	114	166
*60	*112	164	*63	*115	167
*61	113	*165	*64	116	168
*62	114	166	*65	117	169
*63	*115	167	*66	*118	*170
*64	116	168	*67	119	171

Tabel D₅. Panjang V-Belt Standar

Nomor nominal		Nomor nominal		Nomor nominal		Nomor nominal	
(inch)	(mm)	(inch)	(mm)	(inch)	(mm)	(inch)	(mm)
10	254	45	1143	80	2032	115	2921
11	279	46	1168	81	2057	116	2946
12	305	47	1194	82	2083	117	2972
13	330	48	1219	83	2108	118	2997
14	356	49	1245	84	2134	119	3023
15	381	50	1270	85	2159	120	3048
16	406	51	1295	86	2184	121	3073
17	432	52	1321	87	2210	122	3099
18	457	53	1346	88	2235	123	3124
19	483	54	1372	89	2261	124	3150
20	508	55	1397	90	2286	125	3175
21	533	56	1422	91	2311	126	3200
22	559	57	1448	92	2337	127	3226
23	584	58	1473	93	2362	128	3251
24	610	59	1499	94	2388	129	3277
25	635	60	1524	95	2413	130	3302
26	660	61	1549	96	2438	131	3327
27	686	62	1575	97	2464	132	3353
28	711	63	1600	98	2489	133	3378
29	737	64	1626	99	2515	134	3404
30	762	65	1651	100	2540	135	3429
31	787	66	1676	101	2565	136	3454
32	813	67	1702	102	2591	137	3480
33	838	68	1727	103	2616	138	3505
34	864	69	1753	104	2642	139	3531
35	889	70	1778	105	2667	140	3556
36	914	71	1803	106	2692	141	3581
37	940	72	1829	107	2718	142	3607
38	965	73	1854	108	2743	143	3632
39	991	74	1880	109	2769	144	3658
40	1016	75	1905	110	2794	145	3683
41	1041	76	1930	111	2819	146	3708
42	1067	77	1956	112	2845	147	3734
43	1092	78	1981	113	2870	148	3759
44	1118	79	2007	114	2896	149	3785

Tabel D₆. Overload Factors

Power Source	Load on Driven Machine		
	Uniform	Moderate shock	Heavy shock
Uniform	1.00	1.25	1.75 or higher
Light Shock	1.25	1.50	2.00 or higher
Medium Shock	1.50	1.75	2.25 or higher

Tabel D₇. Faktor Koreksi

Mesin yg digerakkan	Penggerak					
	Momen puntir puncak 200%			Momen puntir puncak > 100%		
	Motor AC (momen normal, sangkar baging sinkron) motor arus searah (lilitan shunt)			Motor AC balik (momen tinggi, fase tunggal, lilitan seri) motor arus searah (lilitan kompon, lilitan seri), mesin torak, kopling tak tetap		
	Jumlah jam kerja per hari			Jumlah jam kerja per hari		
	3-5 jam	8-10 jam	16-24 jam	3-5 jam	8-10 jam	16-24 jam
<i>Variasi beban sangat kecil</i>						
Pengaduk zat cair, kipas angin, blower (sampai 7,5 kw), pompa sentrifugal, konveyor tugas ringan	1,0	1,1	1,2	1,2	1,3	1,4
<i>Variasi beban kecil</i>						
Konveyor sabuk (pasir, batu bara) pengaduk, kipas angin (lebih dari 7,5 kW), mesin torak, peluncur, mesin perkakas, mesin percetakan	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
<i>Variasi beban sedang</i>						
Konveyor (ember, sekrap), pompa torak, kompresor, gilingan palu, pengocok, roots-blower, mesin tekstil, mesin kayu	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8
<i>Variasi beban besar</i>						
Penghancur, gilingan bola atau batang, pengangkat, mesin pabrik karet (rol karet, lender)	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0

Tabel D₈. Dimensi dan Bahan untuk Belt

	Leather	Rubber canvas	Solid-woven cotton	Woven woolen	Interstitched rubber	Woven semi-linen
Width b in mm	20-300	20-500	30-250	50-300	20-137	15-53
Thickness h in mm	Single 3-5.5 Double 7.5-10	2.5-13.5	4.5-6.5-8.5	6-9-11	1.75-2.5-3.3	1.75
UTS in kg/cm ²	200	4-10 (without layers), 370 (with layers)	350-405	300	300	500
Max elongation	10% at 100kg/cm ³	18% at rupture	20-25% at rupture	60% at rupture	16% at rupture	10% at rupture
Ratio D_{min}/h recommended	35	40	30-40	30	40	30
Allowable	25	30	25-35	25	30	25
Recommended max velocity max in m/sec	40	20-30	25	30	50	50
Specific weight in kg/dm ³	0.98	1.25-1.50	0.75-1.05	0.90-1.24	≈1.2	≈1.0
Constant a	29	25	21	18	23	21
w (formula 3-25)	300	100	150	150	200	150
Modulus of Elastisitas, E_k in kg/cm ²	1.000-1.500	800-1.200	300-600	—	1.000-1.200	—

Tabel E. Pemilihan Bearing

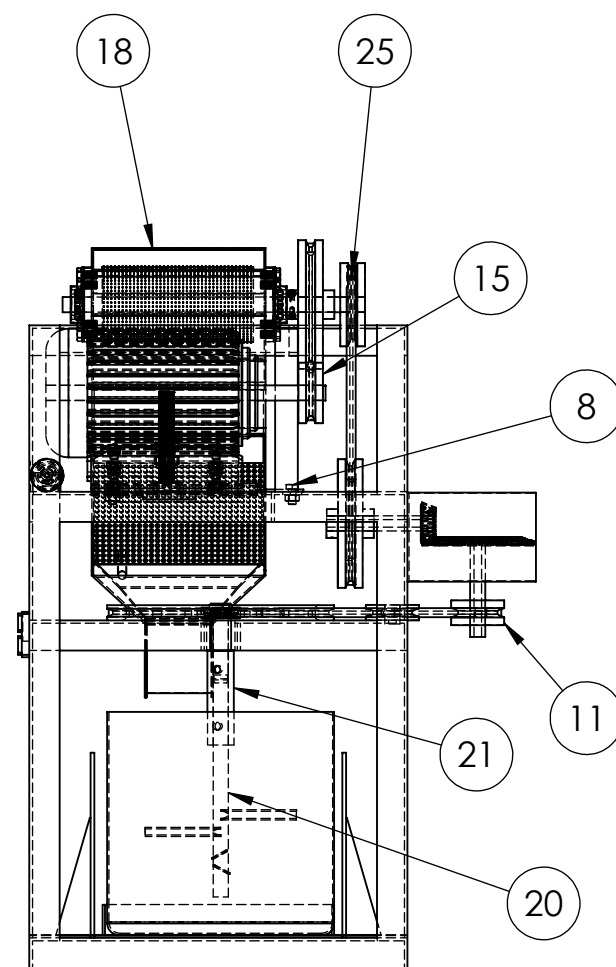
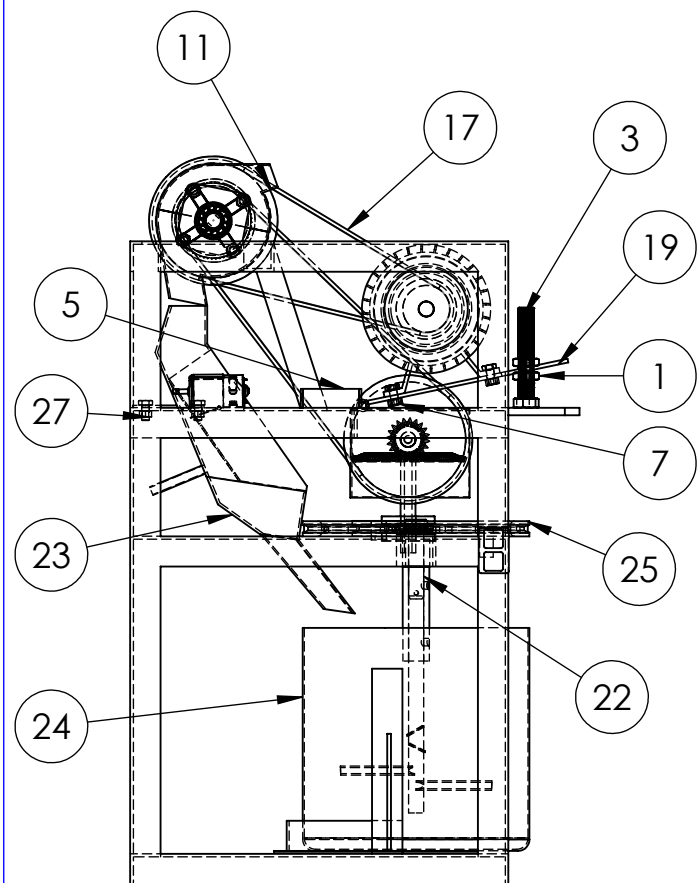
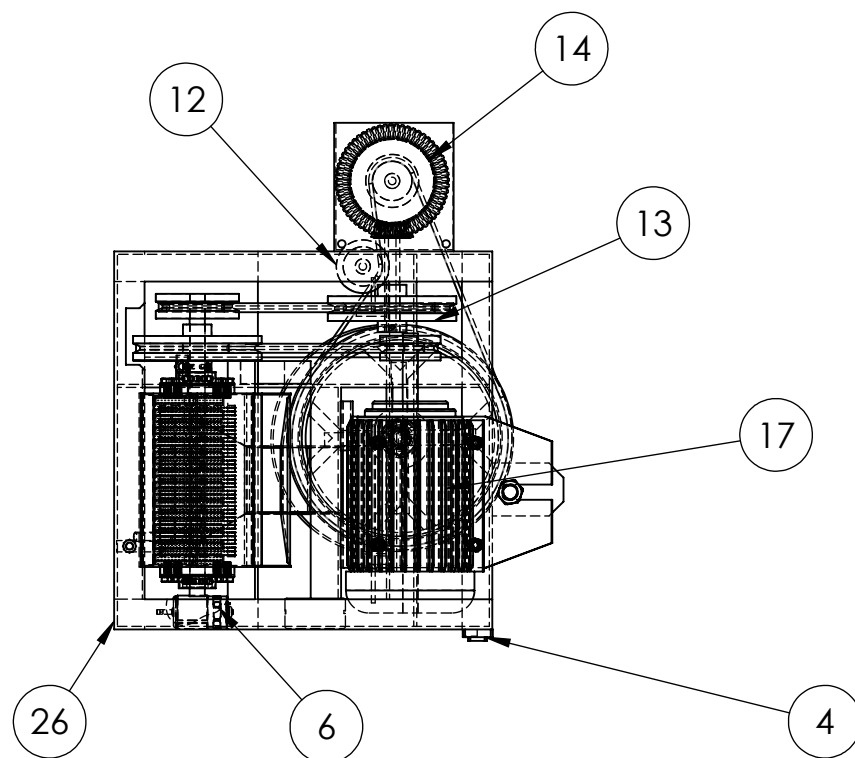
Bearing selection data for single-row, deep groove, Conrad-type ball bearings

A. Series 6200

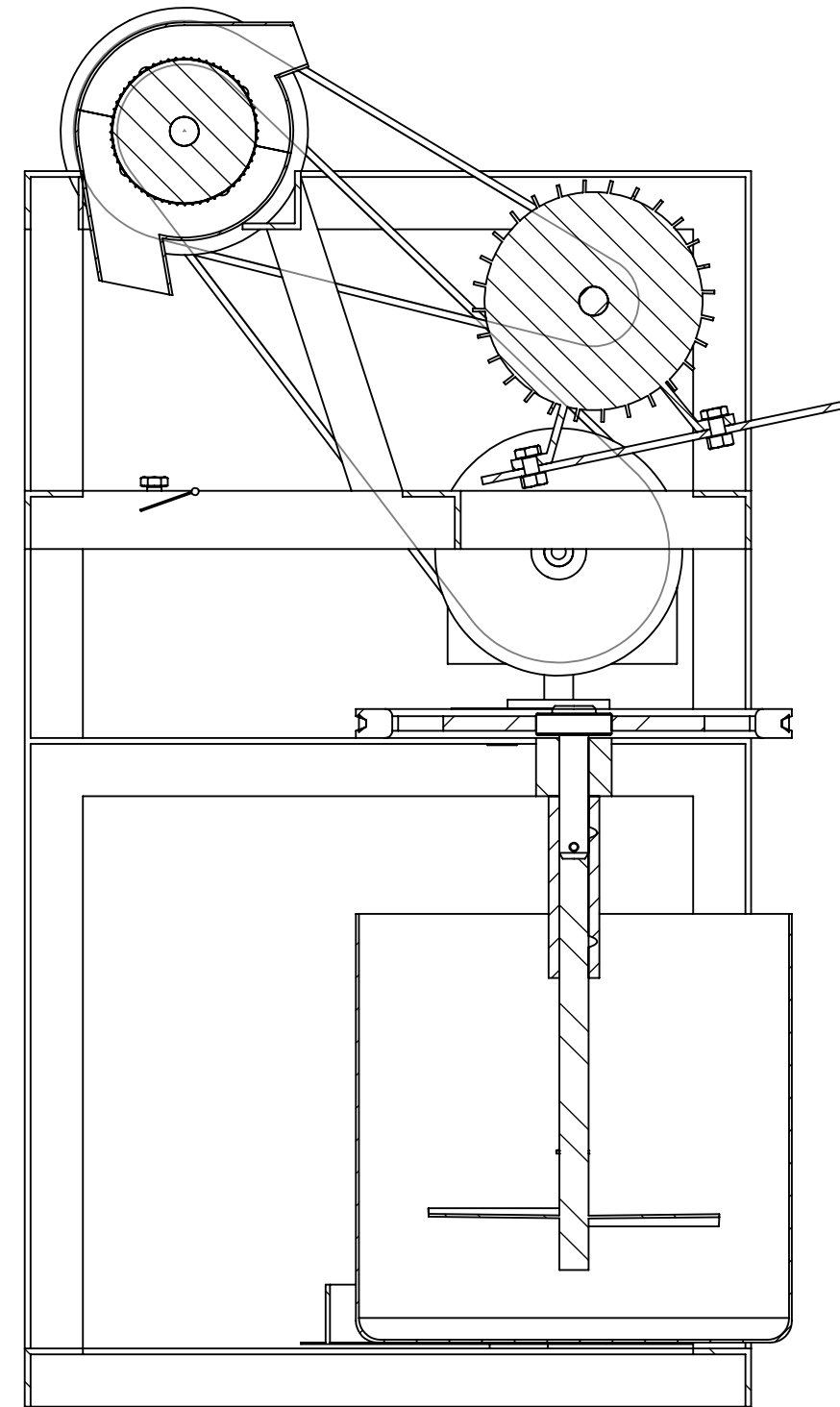
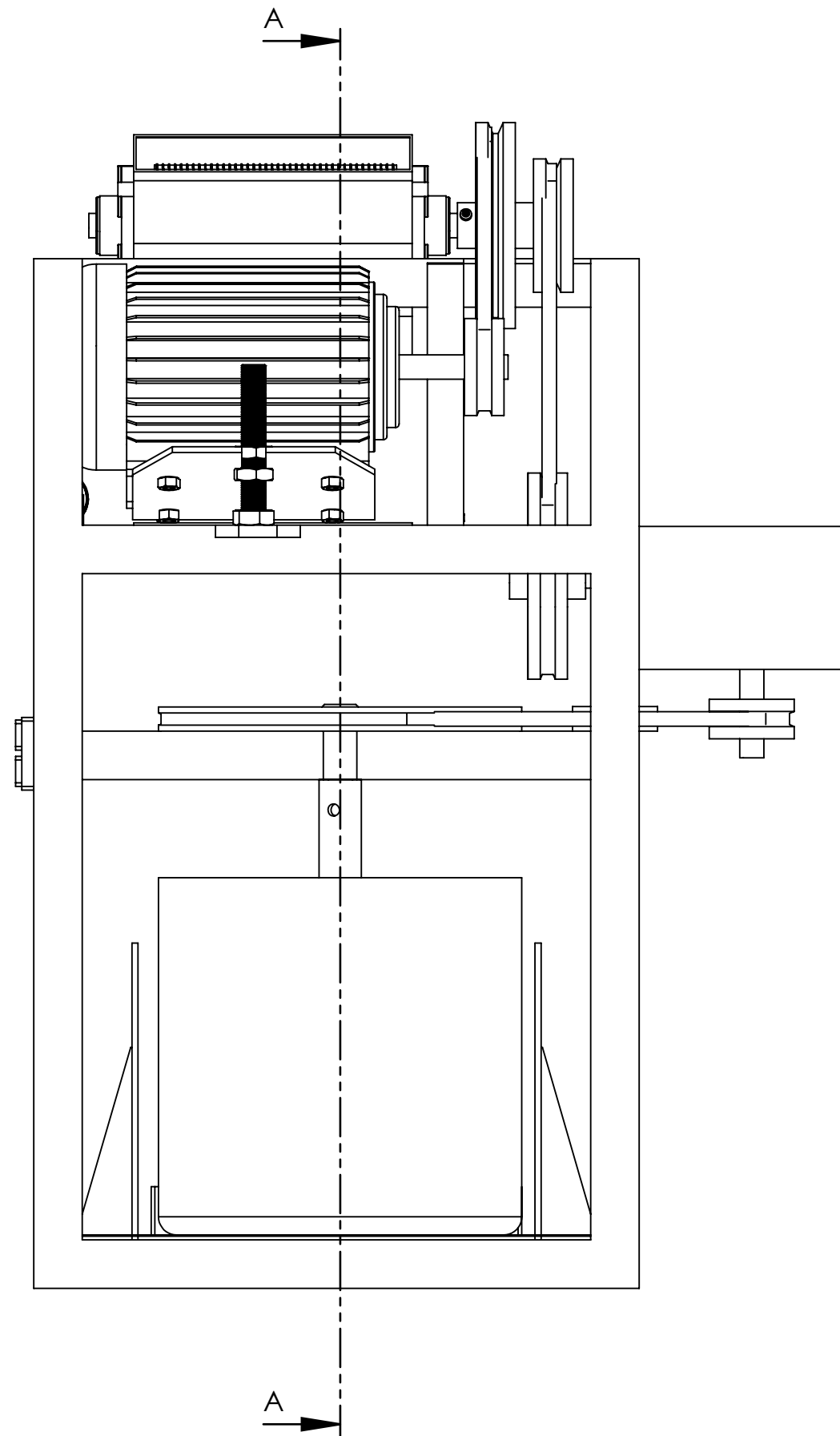
Bearing number	Nominal bearing dimensions								Preferred shaft diameter		Bearing weight	Basic static load rating, C	Basic dynamic load rating, C ₁₀
	d		D		B		r		Shaft	Housing			
	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in					
6201	10	0.3937	30	1.1811	9	0.3543	0.024	0.500	0.963	0.07	220	565	
6201	12	0.4724	32	1.2598	10	0.3937	0.024	0.578	1.063	0.08	275	700	
6202	15	0.5906	35	1.3780	11	0.4331	0.024	0.703	1.183	0.10	360	930	
6203	17	0.6693	40	1.5748	12	0.4724	0.024	0.787	1.303	0.14	480	1200	
6204	20	0.7874	47	1.8504	14	0.5512	0.030	0.969	1.614	0.23	600	1500	
6205	25	0.9843	52	2.0472	15	0.5906	0.030	1.172	1.811	0.29	800	2000	
6206	30	1.1811	62	2.4409	16	0.6299	0.030	1.406	2.205	0.44	1100	2800	
6207	35	1.3780	72	2.8346	17	0.6693	0.030	1.614	2.559	0.64	1400	3500	
6208	40	1.5748	80	3.1496	18	0.7087	0.030	1.811	2.874	0.82	1800	4500	
6209	45	1.7717	85	3.3465	19	0.7480	0.030	2.008	3.071	0.89	2100	5200	
6210	50	1.9685	95	3.7433	20	0.7874	0.030	2.205	3.368	1.02	2600	6500	
6211	55	2.1654	105	4.1402	21	0.8268	0.030	2.441	3.682	1.36	3200	8000	
6212	60	2.3622	115	4.5371	22	0.8661	0.030	2.717	3.996	1.73	3900	9800	
6213	65	2.5591	125	4.9340	23	0.9055	0.030	2.913	4.390	2.18	4800	12000	
6214	70	2.7559	135	5.3308	24	0.9449	0.030	3.110	4.807	2.31	5800	14500	
6215	75	2.9528	145	5.7277	25	0.9843	0.030	3.307	5.283	2.64	7000	17500	
6216	80	3.1496	155	6.1246	26	1.0236	0.030	3.504	5.718	3.09	8500	21000	
6217	85	3.3465	165	6.5215	28	1.1024	0.030	3.740	6.252	3.67	10500	26000	
6218	90	3.5433	175	6.9184	30	1.1811	0.030	3.937	6.806	4.24	13000	32000	
6219	95	3.7402	185	7.3153	32	1.2598	0.030	4.213	7.420	5.71	16000	40000	
6220	100	3.9370	195	7.7122	34	1.3386	0.030	4.409	8.014	6.94	19500	49000	
6221	105	4.1339	205	8.1091	36	1.4173	0.030	4.606	8.608	8.15	23500	59000	
6222	110	4.3308	215	8.5060	38	1.4961	0.030	4.803	9.202	9.99	28500	71000	
6224	120	4.7244	240	9.4488	40	1.5748	0.030	5.197	9.992	11.4	36000	90000	

Tabel F. Angka Keamanan

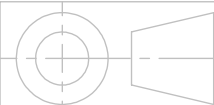
1	N = 1,25 – 1,5 for exceptionally reliable materials used under controllable conditions and subjected to loads and stresses that can be determined with certainty. Used almost invariably where low weight is a particularly important consideration.
2	N = 1,5 – 2 for well-known materials, under reasonably constant enviromental conditions, subjected to loads and stresses that can be determined readily.
3	N = 2 – 2,5 for average materials operated in ordinary environments and subjected to loads and streese that can be determined.
4	N = 2,5 – 3 for less tried or for brittle materials under average conditions of environment,load,stress.
5	N = 3 – 4 for untried materials used under average conditions of environment,load, and stress.
6	N = 3 – 4 should also be used with better known materials thats are to be used in uncertain environments or subjected to uncertain stresses.
7	Repeated loads : the factors established in items 1 to 6 are acceptable but must be applied to the endurance limit rather than the yield strength of the materials.
8	Impact forces : the factors given in items 3 to 6 are acceptable, but an impact factor should be included.
9	Brittle materials : where the ultimate strength is used as the theoretical maximum. The factors presented in items 1 t0 6 should be approximately doubled.
10	Where higher factors might appear desirable, a more through analysis of the problem should be undertaken before deciding upon their use.



27	1	ISO 4018- M 10 x 20- N	-	mm	-
26	1	Kerangka	ASTM A36	mm	-
25	1	Pulley 300	Besi Cor	mm	-
24	1	Wadah Pengaduk	Stainless Steel	mm	-
23	1	Penyaring	Stainless Steel	mm	-
22	1	Clevis Pin ISO 2341 - B - 20 x 100 x 5 - St	-	mm	-
21	2	V - Block	Baja Paduan	mm	-
20	1	Pisau Pengaduk	Stainless Steel	mm	-
19	1	Motor Support	Baja ST 37	mm	-
18	1	Pemarut	Stainless Steel	mm	-
17	1	Motor AC	Baja	mm	1 HP
16	3	Bearing	-	mm	-
15	1	Pulley 60	Besi Cor	mm	-
14	1	Bavel Gear	Modul 2,5	mm	Module 2,5
13	1	Pulley 150	Besi Cor	mm	-
12	1	Tensioner	Besi Cor	mm	-
11	1	Pulley 50	Besi Cor	mm	-
10	1	Belt	Solid Wolvn Cotton	mm	-
9	1	Poros Penyaring	Baja ST 37	mm	-
8	6	ISO 4017 - M10 x 20-N	-	mm	-
7	6	Hexagon Nut ISO - 7413 - M10 - W - N	-	mm	-
6	1	Motor DC	Baja	mm	12 Volt,4 Ampere
5	1	Adaptor	-	mm	-
4	1	tombol on off	-	mm	-
3	1	ISO 8765 - M20x1.5 x 120 x 120-S	-	mm	-
2	1	Pulley 90	Besi Cor	mm	-
1	2	Hexagon Thin Nut ISO - 4035 - M20 - S	-	mm	-
NO	JUM- LAH	NAMA BAGIAN	MATERIAL	UKURAN	KETERANGAN
Kekerasan dalam mikrometer		TOLERANSI JIS			
	SKALA : 1 : 10		DIGAMBAR: PRASTIKA DWI A.		PERINGATAN :
	UKURAN : mm		NRP : 2112030010		
	TANGGAL :23-06-15		DIPERIKSA : LIZA R. ST. , MT.		
D3TEKNIK MESIN FTI-ITS		MESIN 3 IN 1 PEMBUAT SERMIER			NO.01 A3



SECTION A-A

	SKALA : 1:5	DIGAMBAR : PRASTIKA DWI A.	KETERANGAN:
	SATUAN : mm	NRP : 2112030010	
	TANGGAL : 18-06-15	DIPERIKSA : LIZA R, ST., MT.	
D3 TEKNIK MESIN FTI-ITS	POTONGAN PENGADUK		NO. 02 A3

BIODATA PENULIS



Penulis dilahirkan di Bondowoso, 12 Agustus 1994 dari pasangan Bapak Herman Hidayat Eko Atmojo dan Ibu Sri Martini Dwi Astoeti. Merupakan anak kedua dari tiga bersaudara dan berdomisili di Surabaya. Sepanjang 20 tahun ini penulis telah menempuh pendidikan formal dimulai dari SD Negeri 047 Tembilahan, SMP Negeri 1 Medan, dan SMA Negeri 7 Surabaya.

Setelah lulus SMA tahun 2012, penulis mengikuti ujian masuk Diploma III ITS dan diterima sebagai mahasiswa di Jurusan D3 Teknik Mesin FTI-ITS Surabaya.

Dalam mengikuti proses pembelajaran akademik, penulis mengambil bidang studi manufaktur dan mengambil tugas akhir di bidang yang sama. Penulis juga terlibat aktif dalam kegiatan keorganisasian di Jurusan D3 Teknik Mesin ITS yaitu HMDM. Penulis diberi kepercayaan untuk menjabat sebagai Bendahara tahun kepengurusan 2014 – 2015. Penulis juga mengikuti kegiatan-kegiatan non akademik baik di dalam maupun di luar jurusan seperti pelatihan LKMM (Pra-TD dan TD), Pelatihan *Leadership*, seminar-seminar, dan lain-lain.